

VRV KLİMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK

ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat KARABAĞ

DANIŞMAN

Prof. Dr. Muhammet YÜRÜSOY

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Kasım 2018

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

VRV KLİMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Murat KARABAĞ

DANIŞMAN

Prof. Dr. Muhammet YÜRÜSOY

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Kasım 2018

TEZ ONAY SAYFASI

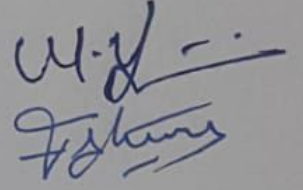
Murat KARABAĞ tarafından hazırlanan “VRV KLİMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 23/11/2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Muhammet YÜRÜSOY

Başkan : Prof. Dr. Muhammet YÜRÜSOY
Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi

Üye : Doç. Dr. Fatih AKSOY
Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Özgür SOLMAZ
Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Hasan Ferdi Turgutlu Teknoloji Fakültesi





Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun
...../...../..... tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....
Prof. Dr. İbrahim EROL

Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI

Afyon Kocatepe Üniversitesi

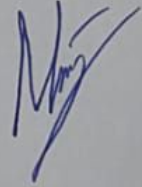
Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

23/11/2018

Murat KARABAĞ



ÖZET
Yüksek Lisans Tezi

VRV KLİMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Murat KARABAĞ
Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Muhammet YÜRÜSOY

Bu tez çalışmasında, İstanbul ve Bodrum'da var olduğu kabul edilen iki ofisin Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarında soğutulması için iklimlendirme sistemlerinin tasarımı, ekserji analizi ve maliyet analizi gerçekleştirilmiştir. İklimlendirme sistemlerinin seçimi, tasarımı ve ekserji analizi için ofislerin ısı yükleri belirlenmiştir. Isıl yükler, şehirlerin 2009-2014 yıllarında ki meteorolojik verileri ve ofislerin yapıları dikkate alınarak hesaplanmıştır. Ofisler için hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı olmak üzere iki VRV/VRF sistemi tasarlanmış, bu sistemlerin etkinlik katsayıları sırası ile 4.05 ve 5.62 olarak belirlenmiştir. Tasarlanan sistemlerin ekserji analizleri incelendiğinde, İstanbul için hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerin ortalama ekserji yıkımları sırasıyla 10.152 kW ve 8.015 kW iken, Bodrum için sırasıyla 9.764 kW ve 8.575 kW olarak elde edilmiştir. Ekserji analizi sonuçlarına göre iki sistemde maliyet analizleri gerçekleştirilmiştir. Hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemleri ile karşılaştırıldığında su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin amortisman süresinin 7 yıl olduğu görülmüştür.

2018, xiii + 81 sayfa

Anahtar Kelimeler: İklimlendirme, VRV/VRF, Ekserji Analizi, Etkinlik Katsayısı, Maliyet Analizi.

ABSTRACT
M.Sc Thesis

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF VRV AIR CONDITIONING SYSTEMS

Murat KARABAĞ

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Muhammet YÜRÜSOY

In this thesis, in order to cool two offices, which are considered to be in İstanbul and Bodrum, at June, July, August and September, design, exergy analysis and cost analysis of these offices have been performed. For selection, designing and exergy analysis of air conditioning systems, thermal loads of offices have been determined. Thermal loads have been calculated by using structures of offices and meteorological datas, which are between 2009-2014, of cities. For the cities, two systems have been designed that VRV/VRF are with air cooling and with water cooling and COPs of these systems have been determined as 4.05 and 5.62, respectively. When examining exergy analysis of designed systems, average exergy destructions of VRV/VRF systems with air cooling and with water cooling have been obtained as 10.152 kW and 8.015 kW for İstanbul, respectively; average exergy destructions of VRV/VRF systems with air cooling and with water cooling have been obtained as 9.764 kW and 8.575 kW for Bodrum, respectively. According to exergy analysis conclusions, cost analysis of two systems have been performed. It has been seen that the period of redemption of VRV/VRF system with water cooling has been 7 years when comparing with VRV/VRF system with air cooling.

2018, xiii + 81 pages

Keywords: Air Conditioning, VRV/VRF, Exergy Analysis, COP, Cost Analysis.

TEŐEKKÖR

Bu tez çalışmasında, engin bilgisinden faydalandığım, samimiyetini her daim gösteren değerli danıőmanım Prof. Dr. Muhammet YÖRÖSOY'a teőekkÖr ederim. Çalıőmamda dostluğu ve bilgisiyle hep yanımda olan arkadaőım Öğr. Grv. Muhammed ARSLAN'a teőekkÖr ederim. Tez çalıőmam boyunca arkamda duran, bana destek veren ve varlıklarıyla beni mutlu eden eőim Arzu KARABAĞ'a, oğlum Mert KARABAĞ'a, annem Sema KARABAĞ'a ve babam Yaőar KARABAĞ'a sonsuz kez teőekkÖrlerimi ve sevgilerimi sunarım.

Murat KARABAĞ
AFYONKARAHİSAR, 2018

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
RESİMLER DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ	1
2. KLİMA SİSTEMLERİ ve ÖZELLİKLERİ	3
2.1 Klimanın Tanımı ve Tarihçesi	3
2.2 Klimanın Çalışma Prensibi	5
2.3 Klima Sistemlerinin Elemanları.....	8
2.3.1 Temel Elemanlar.....	8
2.3.1.1 Kompresör	8
2.3.1.2 Kondanser (Yoğuşturucu).....	11
2.3.1.3 Kısılma (Genişleme) Valfi.....	13
2.3.1.4 Evaporatör (Buharlaştırıcı)	13
2.3.2 Yardımcı Elemanlar.....	14
2.3.2.1 Titreşim Yutucu	15
2.3.2.2 Sıvı Tankı.....	16
2.3.2.3 Servis Vanaları.....	16
2.3.2.4 Yağ Ayırıcılar	17
2.3.2.5 Filtreler.....	18
2.3.2.6 Gözetleme Camları	19
2.3.2.7 Çek Valfler.....	20
2.3.2.8 Solenoid Valfler	21
2.3.2.9 Emiş Akümülatörü	22
2.3.2.10 Alçak ve Yüksek Basınç Presostatları	22
2.4 Klima Sistemlerinin Türleri	23
2.4.1 Bireysel Sistem Klimalar	23
2.4.1.1 Split Klimalar.....	24

2.4.1.2 Pencere Tipi Klimalar	25
2.4.1.3 Paket Tip Klimalar	25
2.4.1.4 Portatif – Taşınabilir Tip Klimalar	26
2.4.2 Merkezi Sistem Klimalar	27
2.5 VRV/VRF Klima Sistemleri	27
2.5.1 VRV/VRF Klima Sistemlerinin Avantajları	29
2.5.2 VRV/VRF Klima Sistemlerinin Dezavantajları	30
2.5.3 VRV/VRF Klima Sistemlerinin Tipleri.....	31
2.5.3.1 Hava İle Soğutmalı Dış Üniteli VRV/VRF Sistemler	31
2.5.3.2 Su İle Soğutmalı Dış Üniteli VRV/VRF Sistemler	33
2.6 Termodinamiğin Tanımı ve Termodinamiğin Yasaları	34
2.6.1 Termodinamik Sistem.....	35
2.6.1.1 Özgül Hacim	36
2.6.1.2 Enerji ve Entalpi	36
2.6.1.3 Isı ve Sıcaklık.....	38
2.6.1.4 Isıl Verim	40
2.6.2 Termodinamiğin Sıfırıncı Kanunu	40
2.6.3 Termodinamiğin Birinci Kanunu	40
2.6.4 Termodinamiğin İkinci Kanunu	41
2.6.5 Termodinamiğin Üçüncü Kanunu	42
2.7 Ekserji	43
2.7.1 Ekserji Bileşenleri	44
3. MATERYAL ve METOT	45
3.1 VRV/VRF Sistemi Uygulanacak Ofisin Tasarlanması.....	46
3.2 Ofislerdeki Soğutma İhtiyacının Belirlenmesi.....	47
3.3 Genel Analiz	57
3.4 VRV/VRF Sisteminin Ekserji Analizi	59
3.4.1 Teorik Hava Soğutmalı VRV/VRF Sistemin Ekserji Analizi	59
3.4.2 Teorik Su Soğutmalı VRV/VRF Sistemin Ekserji Analizi	63
3.5 Amortisman Süresinin Hesaplanması	67
4. ANALİZ SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ.....	68
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	75
6. KAYNAKLAR.....	78
6.1 İnternet Kaynakları	80
ÖZGEÇMİŞ.....	81

SİMGELER DİZİNİ

Simgeler

c	Öz ısı (kJ/kgK)
$^{\circ}\text{C}$	Santigrat derece
CO_2	Karbondioksit
COP	Coefficient of performance
d	Yoğunluk (kg/m^3)
E	Kapalı sistem için toplam enerji (kJ)
e	Kapalı sistem için özgül toplam enerji (kJ/kg)
E_x	Kapalı sistem için ekserji (kJ)
e_x	Kapalı sistem için özgül ekserji (kJ/kg)
\dot{E}	Açık sistem için toplam enerji (kW)
\dot{e}	Açık sistem için özgül toplam enerji (kW/kg)
\dot{E}_x	Açık sistem için ekserji (kW)
\dot{e}_x	Açık sistem için özgül ekserji (kW/kg)
$\dot{E}_{x\text{yıkım}}$	Ekserji yıkımı (kW)
$\dot{e}_{x\text{yıkım}}$	Özgül ekserji yıkımı (kW/kg)
$E_{x\text{fizik}}$	Fiziksel ekserjisi (kW)
$e_{x\text{fizik}}$	Özgül fiziksel ekserji (kW/kg)
$E_{x\text{kimya}}$	Kimyasal ekserji (kW)
$e_{x\text{kimya}}$	Özgül kimyasal ekserji (kW/kg)
$E_{x\text{ke}}$	Kitenik ekserji (kW)
$e_{x\text{ke}}$	Özgül kinetik ekserji (kW/kg)
$E_{x\text{pe}}$	Potansiyel ekserji (kW)
$e_{x\text{pe}}$	Özgül potansiyel ekserji (kW/kg)
g	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
H	Entalpi (kJ)
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
h_f	Özgül doymuş sıvı entalpisi (kJ/kg)
h_g	Özgül doymuş buhar entalpisi (kJ/kg)
K	Isı iletim katsayısı (W/mK)
m	Kütle (kg)
\dot{m}	Kütlesel debi (kg/s)
\dot{m}_w	Saf su kütlesel debisi (kg/s)
N	Molekül sayısı
P	Basınç (kPa)
PV	Akış işi (kJ)
P_v	Özgül akış işi (kJ/kg)
S	Entropi (kJ/K)
s	Özgül entropi (kJ/kgK)
T	Sıcaklık (K)
T_r	Oda sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
U	İç enerji (kJ)
u	Özgül iç enerji (kJ/kg)
u_f	Özgül doymuş sıvı iç enerjisi (kJ/kg)

Simgeler(Devam)

u_g	Özgül doymuş buhar iç enerjisi (kJ/kg)
u	Hız (m/s)
V	Hacim (m^3)
v	Özgül hacim (m^3/kg)
v_f	Özgül doymuş sıvı hacmi (m^3/kg)
v_g	Özgül doymuş buhar hacmi (m^3/kg)
z	Yükseklik (m)
μ	Mekaniksel değişkenler
VAV	Değişken hava debili
VRV/VRF	Değişken soğutucu akışkan hacimli/debili
VWV	Değişken su debili
W	İş (kJ)
\dot{W}	Güç (kW)
Q	Kapalı sistem için ısı (kJ)
q	Kapalı sistem için özgül ısı (kJ/kg)
\dot{Q}	Açık sistem için ısı (kW)
η	Verim
x	Kuruluk derecesi
ΔE	Enerji değişimi (kJ)
ΔT	Sıcaklık değişimi
%	Yüzde
\pm	Artı-eksi
Σ	Toplam sembolü

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1 Ters Carnot Çevriminin T-s Diyagramı	5
Şekil 2.2 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....	7
Şekil 2.3 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-S diyagramının şematik gösterimi.....	7
Şekil 2.4 Gerçek çalışma koşullarının ideal çevrime ait P-h ve T-s diyagramları üzerinde oluşturduğu sapmalar	8
Şekil 2.5 Kompresör Çeşitleri a) Pistonlu Kompresörler b) Rotatif Kompresörler c) Hermetik Kompresörler d) Turbo Kompresörler e) Vidalı Kompresörler	9
Şekil 2.5(devam) Kompresör Çeşitleri a) Pistonlu Kompresörler b) Rotatif Kompresörler c) Hermetik Kompresörler d) Turbo Kompresörler e) Vidalı Kompresörler	10
Şekil 2.5(devam) Kompresör Çeşitleri a) Pistonlu Kompresörler b) Rotatif Kompresörler c) Hermetik Kompresörler d) Turbo Kompresörler e) Vidalı Kompresörler	11
Şekil 2.6 Kondanser Çeşitleri a) Su ile soğutulan kondanserler b) Hava ile soğutulan kondanserler c) Evaporatif kondanserler.....	12
Şekil 2.7 Genişleme valfi çeşitleri.....	13
Şekil 2.8 Hava soğutulmasında kullanılan evaporatörler.....	14
Şekil 2.9 Sıvıların soğutulmasında kullanılan evaporatörler.....	14
Şekil 2.10 Titreşim alıcılar	15
Şekil 2.11 Yatay tip ve dikey tip sıvı tankları	16
Şekil 2.12 Servis vanası ve farklı konumları.....	17
Şekil 2.13 Yağ Ayırıcılar ve basit bir uygulama	18

Şekil 2.14 Soğutma sistemlerinde kullanılan filtreler	19
Şekil 2.15 Gözetleme camları	20
Şekil 2.16 Çek valfler.....	21
Şekil 2.17 Solenoid valfler	21
Şekil 2.18 Emiş akümülatörü	22
Şekil 2.19 Alçak ve yüksek basınç presostatları	23
Şekil 2.20 Split klima tipleri	24
Şekil 2.21 Multi split klimalar.....	25
Şekil 2.22 Pencere tipi klimalar	25
Şekil 2.23 Çatı tipi paket klimalar.....	26
Şekil 2.24 Portatif tip klimalar	27
Şekil 2.25 VRV/VRF (Değişken soğutucu akışkan debili) sistemler	28
Şekil 2.26 Hava soğutmalı dış üniteli ısı pompası (VRV/VRF) sistemler.....	32
Şekil 2.27 Hava soğutmalı dış üniteli ısı geri kazanımlı VRV/VRF sistemler.....	33
Şekil 2.28 Su soğutmalı dış üniteli VRV/VRF sistemler	34
Şekil 2.29 Açık sistem örneği	35
Şekil 2.30 Kapalı sistem örneği.....	35
Şekil 2.31 Yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa ısı geçişi; dondurmanın erimesi, çayın soğuması.....	39
Şekil 2.32 Isı ve iş için işaret anlaşması.....	41
Şekil 3.1 Bodrum için 2009-2014 yılları arasında meteorolojik verilere göre dış ortam sıcaklıkları	45

Şekil 3.2 Bodrum için 2009-2014 yılları arasında meteorolojik verilere göre deniz suyu sıcaklıkları.....	45
Şekil 3.3 İstanbul için 2009-2014 yılları arasında meteorolojik verilere göre dış ortam sıcaklıkları	46
Şekil 3.4 İstanbul için 2009-2014 yılları arasında meteorolojik verilere göre deniz suyu sıcaklıkları.....	46
Şekil 3.5 Yaz ayında soğutulması planlanan ofisler.....	47
Şekil 3.6 Duvarlar, döşeme ve tavan için bulunan K değerleri.....	49
Şekil 3.6(devam) Duvarlar, döşeme ve tavan için bulunan K değerleri.....	50
Şekil 3.7 İstanbul ve Bodrum için soğutma yapılan aylardaki ısı yükü ihtiyacı.....	57
Şekil 3.8 Teorik hava soğutmalı VRV/VRF sisteminin şematik gösterimi	60
Şekil 3.9 Teorik su soğutmalı VRV/VRF sisteminin şematik gösterimi	63
Şekil 4.1 İstanbul ve Bodrum için hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde aynı ortamları soğutmak için aylara göre kullanılması gereken ortalama R-410A debisinin değişimi	68
Şekil 4.2 İstanbul ve Bodrum için hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde aylara göre ortalama ekserji yıkımlarının değişimi.....	69
Şekil 4.3 İstanbul ve Bodrum için su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde aylara göre ortalama ekserji yıkımlarının değişimi.....	70
Şekil 4.4 İstanbul ve Bodrum için su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde soğutma yapmak için aylara göre kullanılması gereken ortalama saf su debisinin değişimi	70
Şekil 4.5 İstanbul için aynı ortamı soğutan hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin aylara göre ortalama toplam ekserji yıkımlarının değişimi	71

Şekil 4.6 Bodrum için aynı ortamı soğutan hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin aylara göre ortalama toplam ekserji yıkımlarının değişimi	72
Şekil 4.7 İstanbul için hava ile soğutmalı VRV/VRF sisteminde sistem elemanlarının toplam ekserji yıkımındaki ortalama payları	73
Şekil 4.8 Bodrum için hava ile soğutmalı VRV/VRF sisteminde sistem elemanlarının toplam ekserji yıkımındaki ortalama payları	73
Şekil 4.9 İstanbul için su ile soğutmalı VRV/VRF sisteminde sistem elemanlarının toplam ekserji yıkımındaki ortalama payları	74
Şekil 4.10 Bodrum için su ile soğutmalı VRV/VRF sisteminde sistem elemanlarının toplam ekserji yıkımındaki ortalama payları	74

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 Ofis Z-01 yapı bileşenlerinin net alanları.....	48
Çizelge 3.2 Pencere ve kapılar için (K) toplam ısı iletim katsayıları.....	49
Çizelge 3.3 Pencerelere ait güneş radyasyonu ısı kazançları (Kcal/m ² .h)	51
Çizelge 3.4 Cam, perde ve jaluzi için güneş radyasyonu ısı kazançlarına tatbik edilecek olan düzeltme faktörleri	52
Çizelge 3.5 Z-01 numaralı ofisin Haziran ayındaki radyasyon ve transmision ile ısı kazançları.....	53
Çizelge 3.6 İnsanlardan gelen duyulur ve gizli ısı kazançları (kişi başına) (Kcal/h).....	54
Çizelge 3.7 Çeşitli ortamlar için m ² başına ortalama aydınlatma duyulur yükleri.....	55
Çizelge 3.8 Çeşitli cihazların yaydığı duyulur ısı miktarları.....	55
Çizelge 3.9 Z-01 numaralı ofisin insanlardan, aydınlatmadan ve cihazlardan gelen toplam duyulur ısı	56
Çizelge 3.10 Z-01 numaralı ofisin insanlardan gelen toplam gizli ısı kazancı	57
Çizelge 5.1 İstanbul ve Bodrum için ofislerin ısı yükleri.	75
Çizelge 5.2 Hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemleri için maliyet analizi.....	77

RESİMLER DİZİNİ

	Sayfa
Resim 2.1 Willis H. Carrier	4

1. GİRİŞ

Fosil yakıt kullanımı, ormanların giderek azalması, arazi kullanımında farklılıklar, çimento üretiminin artması ve sanayi prosesleri ile atmosfere bırakılan sera gazlarının atmosfer yüzeyindeki oluşumları, sanayi devriminden bu yana hızla artış göstermektedir. Bu durum, doğal sera etkisini güçlendirerek, şehirleşmenin de etkisi ile, dünya'nın yüzey sıcaklığının artmasına neden olmaktadır. 20. yüzyılın başına doğru küresel yüzey sıcaklıklarında ısınma kendini göstermiş, 1980'li yıllardan sonra etkisini her sene daha fazla göstererek küresel sıcaklık rekorları kırmıştır. Aerosol ve sera gazlarının etkilerini birlikte değerlendiren en hassas iklim modellerine göre, 2100 yılına kadar küresel ortalama yüzey sıcaklıklarının 1-3.5 °C arasında; buna paralel olarak deniz seviyesinde de 15-95 cm arasında bir artış olması beklenmektedir. Kükürtdioksit'in yüzey sıcaklıkları üzerinde soğutma etkisine sahip olduğundan, kükürtdioksit salınımının daha az olacağını kabul eden modellere göre 2100 yılına kadar, ortalama küresel yüzey sıcaklıklarının yaklaşık 1.4-5.8 °C artacağı beklenmektedir (Türkeş 2001).

Dünya ve insan sağlığı için son derecede önemli olan küresel ısınma ve iklim değişikliği, hemen hemen her ülkenin gündeminde olan bir konudur. Bu nedenle, özellikle gelişmiş ülkelerde kükürt oksitleri, azot oksitleri, partikül madde vb. kirletici parametrelerin ve emisyonların yayılmasını azaltmak amacıyla yasa ve yönetmelikler çıkartılmakta, uluslararası anlaşmalar yapılmakta ve yeni enerji üretim teknolojileri konusunda araştırma çalışmaları sürdürülmektedir.

Uluslar arası anlaşmalar gereği AB ülkeleri, 2020 yılı için %20 daha az enerji tüketmeyi planlarken binaların %20'si için yenilenebilir enerjiye geçmeyi, %20'si için daha az sera gazı salınımı gerçekleştirmeyi ve enerji ihtiyacının %20'sini ise yenilenebilir kaynaklardan karşılamayı hedeflemektedirler.

AB Ülkeleri 2020 yılı için %20 daha az enerji tüketmeyi hedeflerken ülkemizde ise teknolojik gelişmeler ve nüfus artışı ile enerji ihtiyacı günden güne artmaktadır.

Son 10 yılda OECD ülkeleri arasında Türkiye, enerji ihtiyacı en çok artan ülke olmuştur. Önümüzdeki senelerde enerji talebinin ekonomik büyümeyle paralel bir şekilde artarak devam edeceği öngörülmektedir. Bu ihtiyaç 2016 yılında 180 Mtep (milyon ton eşdeğeri petrol) iken, 2020 yılında 222 Mtep seviyesine varacağı düşünülmektedir. Enerji ihtiyacının bu denli artışına rağmen yerel enerji kaynaklarının üretimi benzer seviyede artış göstermemektedir (Yılmaz 2012).

Türkiye'nin enerji ihtiyacının dünya ortalamasının çok üzerinde artıyor olması dikkat çeken bir konudur. Enerjideki talep artışı yıllık %5'in üzerinde iken Türkiye'nin enerji talebindeki artış hızı dünya ortalamasının 4 kat üzerindedir. 2020 yılında ülkenin enerji ihtiyacı 2009 yılına oranla %140 fazla olacaktır (Bilgin 2009).

Türkiye sahip olduğu enerjinin üçte birinden daha fazlasını ısıtma ve soğutma proseslerinde kullanmaktadır. Binalara gelen enerjinin ise %70-80'i ısınma, soğutma ve sıcak su üretimi için harcanmaktadır. Türkiye'nin farklı bölgelerindeki farklı iklim şartları nedeni ile ısıtma ihtiyacı olduğu kadar soğutma ihtiyacı da vardır ve son dönemlerde artan hava sıcaklıkları nedeniyle daha da önemli hale gelmiştir. Yaz aylarında gündüz saatlerinde harcanan enerjinin üst seviyelere çıkması bunun bir göstergesidir. Soğutma prosesleri ise ısıtma proseslerine oranla 3~6 kat daha fazla maliyetlidir (TMMOB 2012).

Gelişen ve sürekli kendini yenileyen teknoloji ile bahsedilen sorunlara çözüm olabilecek alternatifler elde edilmiştir. Bunlardan birisi değişken soğutucu debisine sahip ve merkezi iklimlendirme sistemlerine alternatif olan VRV veya VRF sistemleridir. Bu tez çalışmasında, İstanbul ve Bodrum'da var olduğu düşünülen iki ofisin hava ile soğutmalı VRV/VRF ve su soğutmalı VRV/VRF sistemi olmak üzere iki farklı sistem ile soğutulduğu düşünülmüş, her bir sistemin ekserji analizi yapılmıştır.

2. KLİMA SİSTEMLERİ ve ÖZELLİKLERİ

2.1 Klimanın Tanımı ve Tarihçesi

Klimalar, soğutma, ısıtma, sirkülasyon, temizleme ve havada ki nemin belli veya istenen bir oranda kalmasını sağlayan cihazlardır. Bu işlevlerin tamamının tek cihazda sağlanması mümkün olmasa dahi, bir veya birkaçını sağlayan cihazlar günümüzde klima adı ile bilinir (MEGEP 2007a).

1500'lü yıllarda Leonardo da Vinci, Milano dükü'nün odasını soğutmak amacıyla su ile çalışan; su olmadığına ise kölelerin kas gücü ile çalıştırılan bir fan yapmıştır. Benzer şekilde Hindistan'da tavana asılı olarak yapılan bir yelpaze odayı soğutma amacıyla kullanılmıştır. Yelpaze, başlangıçta kas gücü ile çalıştırılırken, sonrasında kas gücü yerini bir makineye bırakmıştır (MEGEP 2007a).

19. yy.'da vantilasyon ve merkezi ısıtma sanatı büyük bir aşama kaydetmiş, kazanların, radyatörlerin ve fanların icadından sonra bu prosesler çabuk kabul görmüş ve kullanımı yaygınlaşmıştır (MEGEP 2007a).

Amerika'da Deniz Hastanesi Müdürü olan John Gorrie 1844 yılında dünyada ki ilk endüstriyel tip soğutucu klima fikrini ortaya atmış, 7 yıl boyunca 8080 bağışçının desteğini alarak bu tasarımı gerçekleştirmiştir (MEGEP 2007a).

1880 yılına kadar Gorrie'nin soğutucu klimasında bazı geliştirmeler yapılmıştır. Pistonlu kompresörün icadı ile yeni balık işleme makinaları, buz makineleri ve et paketleme makinaları soğutma endüstrisinde yer almıştır. Bu gelişmelerden sonra soğutma mühendisliği profesyonel bir alan olarak kabul görmüş ve 1904 yılında ABD'de 70 üyesi olan Amerikan Soğutma Mühendisleri Birliği kurulmuştur. Her ne kadar soğutucu klimanın gelişiminde Gorrie önemli bir paya sahip olsa da günümüzde klimanın mucidinin 1876-1950 yılları arasında yaşamış Willis H. Carrier'in olduğu bilinmektedir (Resim 2.1). 1911 yılında, günümüzde klima hesaplamalarının temelini oluşturan ve havanın ısı tutumu, sıcaklık ve rutubet arasındaki bağlantıları gösteren

psikrometrik diyagramı bulan Willis H. Carrier, 1922 yılında ilk santrifüj soğutma makinesini keşfetmiştir (MEGEP 2007a).



Resim 2.1 Willis H. Carrier.

Günümüzde konfor amaçlı kullanılan konfor klimaları en büyük gelişimini 1920’li yıllarda Newyork’ta bulunan ki Roxy, Paromount, Rivoli şehir sinemalarında ve Times Square’de bulunan Loew’s tiyatrolarında yapmıştır. 20. yy.’ın sonlarına doğru dünyada ki birçok tiyatro ve sinema salonlarında klima yer almıştır. Bu amaçla kullanılan klima sistemleri bulunduğu mekâna ve isteğe göre tasarlanırken; Bu yıllarda oda tipinde paket klima sistemlerinin üretimi başlamıştır (MEGEP 2007a).

Giderek büyüyen ve gelişen klima sektöründeki bir diğer devrim ise; 1930 yılında florokarbon freon soğutucu gazlarının Du Pont firması tarafından bulunması ve geliştirmesi ile gerçekleşmiştir. Bu gelişmenin ardından 1935 yılında ilk hermetik kompresör piyasaya sürülmüş ve günümüzde aynı kapasitedeki kompresörlere göre daha büyük ölçülerde olan bu kompresörler uzun süre piyasada karşılık gördü (MEGEP 2007a).

1939-1945 yılları arasında yaşanan ikinci dünya harbinden sonraki süreçte, paket tipi klimaların üretimi ve kullanımını ciddi şekilde artmıştır (MEGEP 2007a).

Klima sektöründeki bir diğer gelişme ise, 1953 yılında ilk havalı soğutmaya sahip olan uzay roketinin tasarlanmasıdır (MEGEP 2007a).

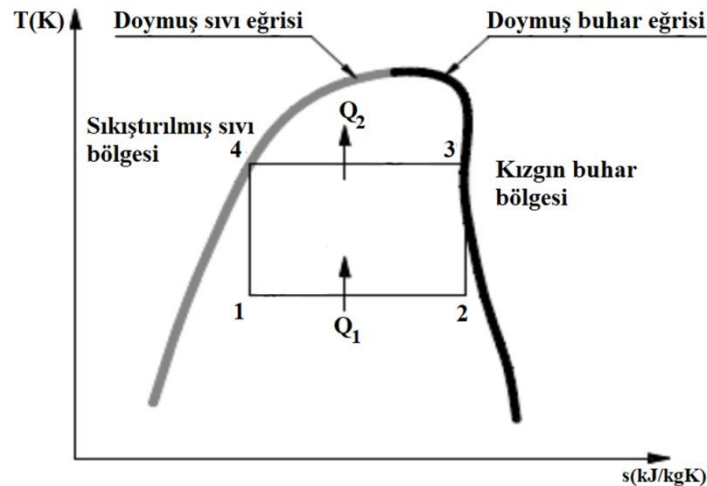
1953 yılından sonra, hava ile soğutmalı kondanserli tip klimalar bürolarda, evlerde ve hemen hemen her mahalde kullanılmaya başlanmıştır. 1950’li yıllardan günümüze kadar gelişen elektronik ve malzeme teknolojileri ile klima sistemleri de gelişme kaydetmiş ve artık “nasıl bir klima”, “ne kadar az yer kaplıyor”, “ne fonksiyonlara sahip” , “ne kadar ekonomik”, “ne kadar estetik” ve “ne kadar güvenilir” sorularını en iyi cevaplayabilecek klima sistemlerinin yarışı başlamıştır (MEGEP 2007a).

2.2 Klimanın Çalışma Prensibi

Soğutma, düşük sıcaklıktaki (soğutulmak istenen) bir kaynaktan ısının çekilip daha yüksek sıcaklıktaki bir kaynağa transfer edilmesi işlemine denir. Termodinamiğin II. kanununun Clausius ifadesi çerçevesinde; termodinamik çevrimlerine göre çalışan bir makine, dışarıdan enerji almadığı sürece düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı çekerek, yüksek sıcaklıktaki bir kaynağa ısıyı transfer edemez (İnt. Kyn. 1).

Carnot çevrimi, soğutma çevrimini ideal şartlarda en iyi gösteren çevrimdir. T-s diyagramı Şekil 2.1’de verilen bu çevrim aşağıdaki aşamalardan oluşmaktadır.

- I. 1-2 aralığı: T_1 sıcaklığında ki akışkana Q_1 ısısının girişi.
- II. 2-3 aralığı: İzentropik sıkıştırma.
- III. 3-4 aralığı: T_2 sıcaklığında ki akışkana Q_2 ısısının çıkışı.
- IV. 4-1 aralığı: İzentropik genişleme (İnt. Kyn. 1).



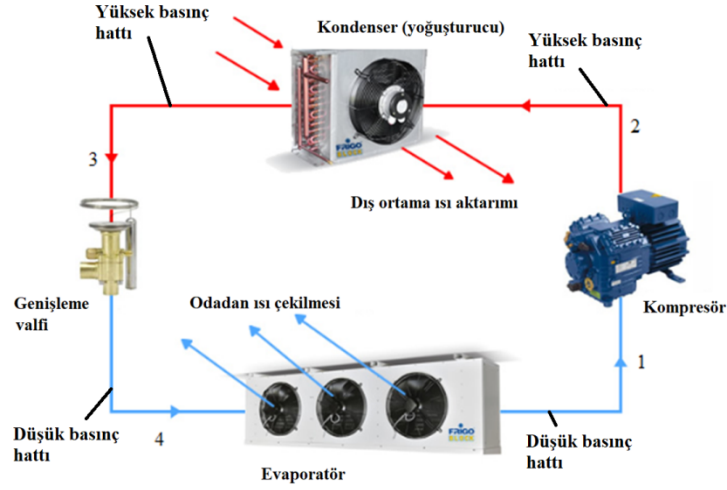
Şekil 2.1 Ters Carnot Çevriminin T-s Diyagramı (İnt. Kyn. 1).

Soğutulacak hacim dikkate alınarak geliştirilmiş birçok soğutma devresi bulunmaktadır. Bunların en yaygın olanları; Absorbsiyonlu, havalı, Ejektörlü ve Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleridir (İnt. Kyn. 1). Isı pompalarında, soğutma makinelerinde ve iklimlendirme sistemlerinde en fazla kullanılan tür ise Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimidir (Akbulut ve Kıncay 2006).

En fazla etkinlik katsayısına sahip olan ters Carnot soğutma çevrimini oluşturan dört tersinir hal değişiminden yalnızca yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdaki hal değişimleri gerçekte olabilmektedir. Diğer hal değişimlerinin oluşmasında ciddi sorunlarla karşılaşılmaktadır. Örneğin, sıvı-buhar karışımının kompresörde sıkıştırılması veya türbinde genişletilmesi makinalarda korozyona yol açabileceği için uygulanması pratiğe uygun değildir. Bu yüzden sıvı-buhar karışımının basıncı bir genişleme valfi kullanılarak evaporatör basıncına düşürülür. Akışkanın kompresörde herhangi bir korozyon sorununa yol açmaması için Evaporatör çıkışında tamamen doymuş buhar haline dönüştürülür. Oluşan bu çevrim "İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi" dir. Çevrimin şematik görünümü ve T-s diyagramı Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'te verilmiştir (Çengel ve Boles 1996). Şekil 2.2'de görüldüğü gibi soğutma sistemi kompresör, kondanser, genişleme valfi ve evaporatör olmak üzere dört temel elemandan meydana gelmektedir. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ise dört hal değişiminden oluşmaktadır:

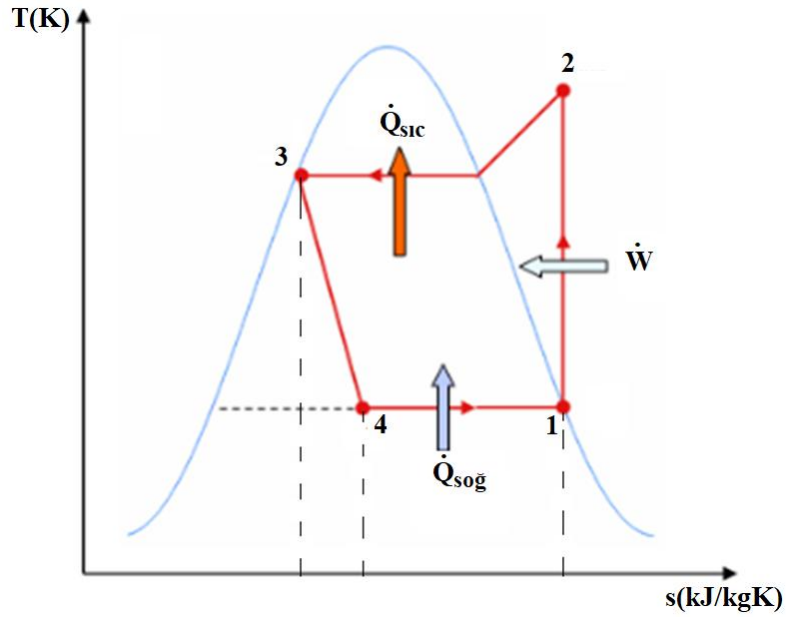
- I. 1-2 aralığı: İzentropik sıkıştırma.
- II. 2-3 aralığı: Sabit basınçta kondanserden çevreye ısı geçişi.
- III. 3-4 aralığı: Kısılma valfinde genişleme.
- IV. 4-1 aralığı: Sabit basınçta evaporatörden akışkana ısı geçişi (İnt. Kyn. 1).

Kompresöre gelen soğutucu akışkan, sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı artırılır. Kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan kompresörden çıkıp kondansere ulaşır. Kızgın halde ki akışkandan ısı çekilerek dış ortama verilir ve akışkan yoğuşturulmuş olur. Kondanserden çıkan yoğuşmuş, yüksek basınçtaki akışkan kısılma valfinde genişleme işlemine uğrayarak basıncı evaporatör basıncına indirilir. Basıncı düşürülen akışkan evaporatöre sıvı fazda girmekte, soğutulacak ortamdan ısıyı üzerine alarak sabit basınçta tamamen doymuş buhar haline gelir ve çevrim tamamlanmış olur (İnt Kyn. 1).



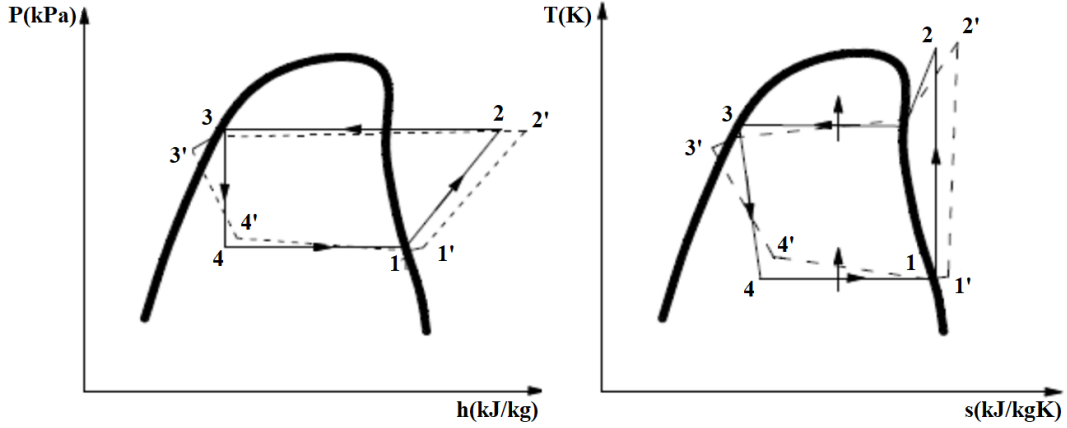
Şekil 2.2 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi (İnt. Kyn. 2).

Şekil 2.3'te gösterilen T-s diyagramında, içten tersinir hal değişimi için eğrinin altında kalan bölgeler transfer edilen ısı miktarını göstermektedir. Bu durumda; 4-1 aralığında eğrinin altında kalan alan evaporatörden soğutucu akışkana geçen ısı miktarını, 2-3 aralığında ise eğrinin altında kalan alan akışkanın çevreye geçen ısı miktarını göstermektedir. Ayrıca çevrimde kısımla valfinde ki hal değişimi tersinmez olduğundan, ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, içten tersinir bir çevrim değildir. (Akbulut ve Kıncay 2006).



Şekil 2.3 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin T-S diyagramının şematik gösterimi.

Gerçek çalışma şartlarında durum Şekil 2.4'te görüldüğü gibi daha farklıdır. Örneğin; 3-4 aralığında ki genişleme sabit entalpide ve 1-2 aralığında ki sıkıştırma sabit entropide gerçekleşemez.



Şekil 2.4 Gerçek çalışma koşullarının ideal çevrime ait P-h ve T-s diyagramları üzerinde oluşturduğu sapmalar (İnt. Kyn. 1).

2.3 Klima Sistemlerinin Elemanları

2.3.1 Temel Elemanlar

2.3.1.1 Kompresör

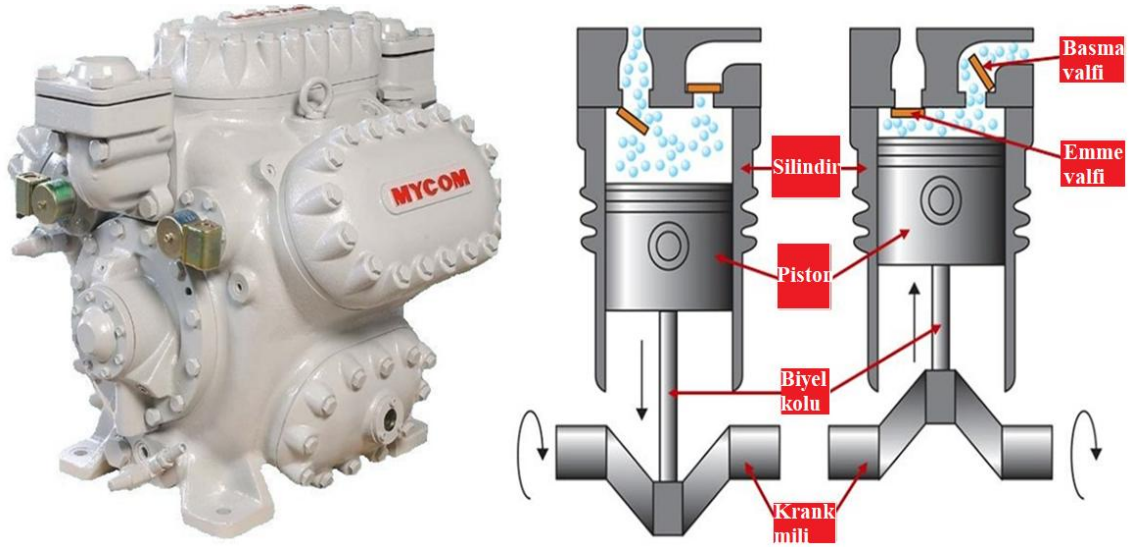
Kompresörün temel amacı evaporatör basıncındaki ve doymuş buhar halindeki soğutucu akışkanı sıkıştırarak daha yüksek sıcaklık ve basınçta kondansere göndermektir. Gaz pompalamak amacıyla tasarlandığından, evaporatörden gelen soğutucu akışkanın kompresöre sıvı fazda gelmesi istenmeyen bir durumdur. Soğutucu akışkanın evaporatörde tamamen buharlaşarak kompresöre dönmesi önemli bir ayrıntıdır (MEGEP 2007b).

İdeal bir kompresörden beklenenler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Az güç tüketimi ile istenilen birim soğutma değerini sağlayabilmesi.
2. Farklı çalışma ve ortam şartlarında emniyet ve güvenilirliği muhafaza etmesi.

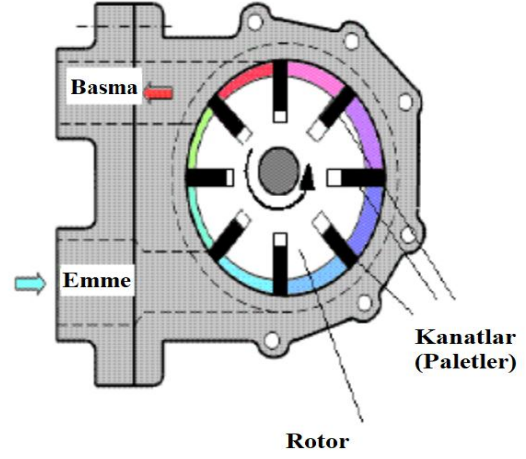
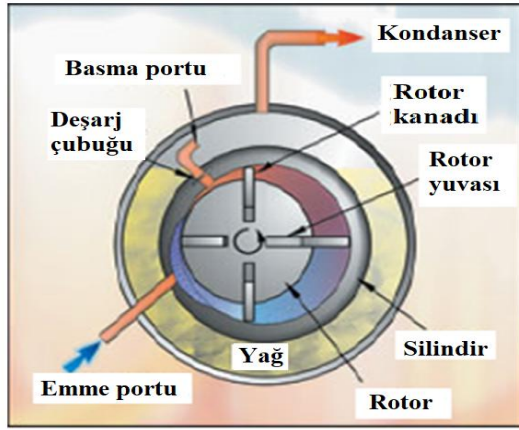
3. İlk kalkış anında dönme momentinin az olması.
4. Ömrünün uzun olması ve uzun süre arızasız çalışması.
5. Yatırım ve bakım maliyetlerinin düşük olması.
6. Veriminin kısmi yüklerde dahi düşmemesi.
7. Sürekli kapasite kontrolü yapabilme ve değişken çalışma koşullarına uyum sağlayabilme.
8. Gürültü ve titreşim seviyelerinin az olması (MEGEP 2007b).

Kompresörlerin volümetrik ve mekanik verimi, soğutma sisteminin kullanıldığı tesisin ekonomisi üzerinde büyük etkiye sahip olduğundan, soğutma tesisinin büyüklüğüne ve türüne göre farklı tiplerde kompresörler geliştirilmiştir. Bu kompresörler, Pistonlu tip, Rotatif tip, Scroll tip, Turbo (santrifüj) tip ve Vidalı tip kompresörler olmak üzere başlıca 5 ana grupta toplanabilir (Şekil 2.5).

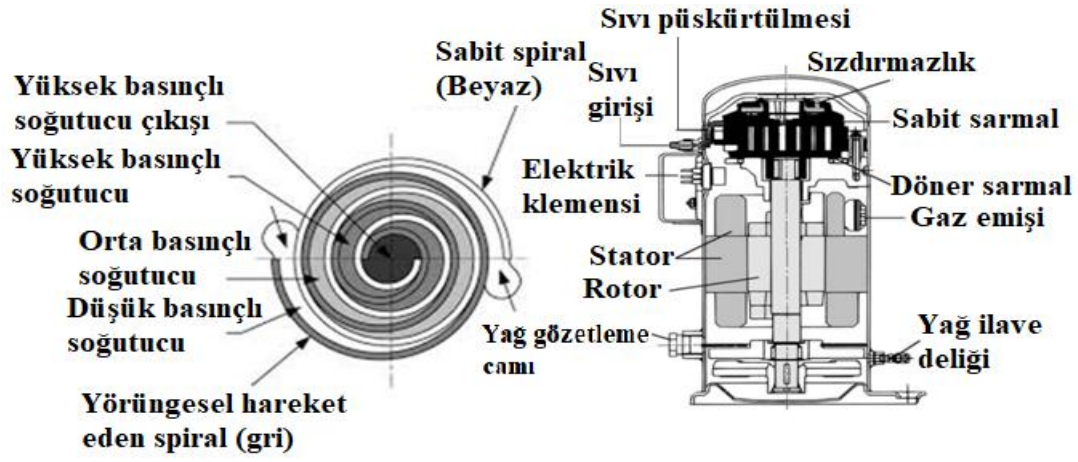


a) Pistonlu Kompresörler.

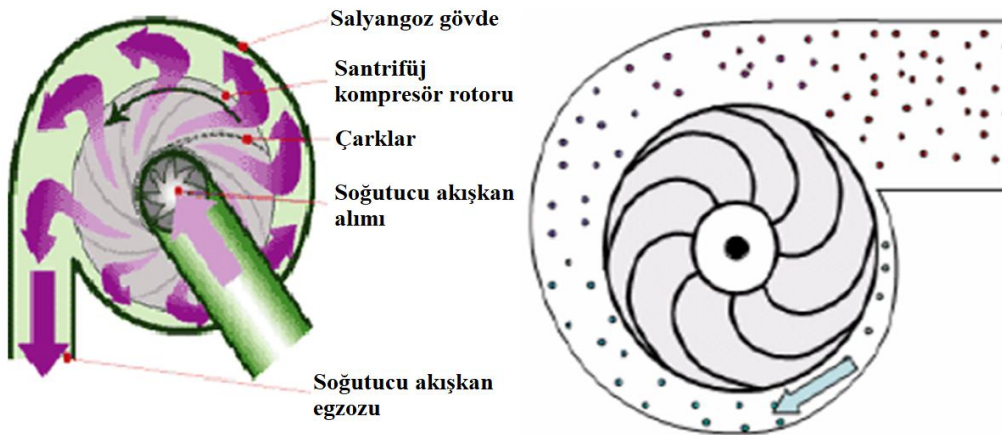
Şekil 2.5 Kompresör Çeşitleri a) Pistonlu Kompresörler b) Rotatif Kompresörler c) Hermetik Kompresörler d) Turbo Kompresörler e) Vidalı Kompresörler.



b) Rotatif Kompresörler.

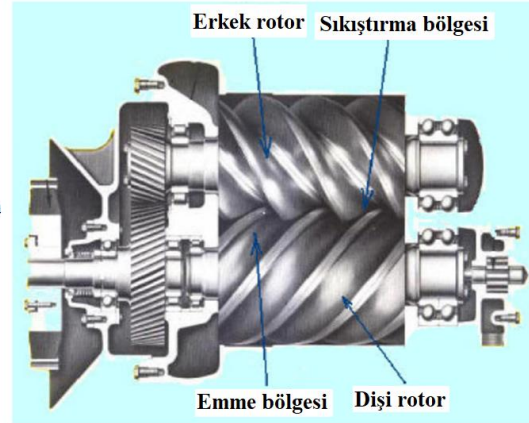
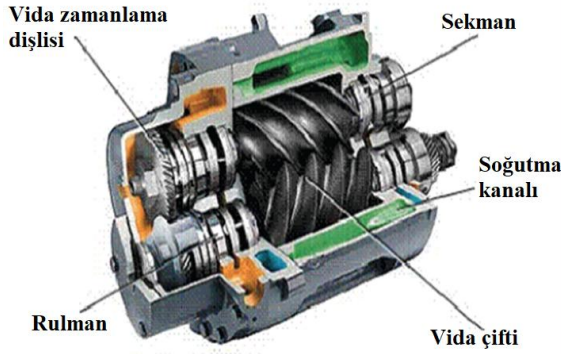


c) Scroll Kompresörler.



d) Turbo (Santrifüj) Kompresörler.

Şekil 2.5(devam) Kompresör Çeşitleri a) Pistonlu Kompresörler b) Rotatif Kompresörler c) Hermetik Kompresörler d) Turbo Kompresörler e) Vidalı Kompresörler.



e) Vidalı Kompresörler.

Şekil 2.5(devam) Kompresör Çeşitleri a) Pistonlu Kompresörler b) Rotatif Kompresörler c) Hermetik Kompresörler d) Turbo Kompresörler e) Vidalı Kompresörler.

2.3.1.2 Kondanser (Yoğuşturucu)

Kompresörde sıcaklığı ve basıncı artan soğutucu akışkanın soğutma işlemine devam etmesi için sahip olduğu enerjinin bir kısmını transfer etmesi gerekir. Kondansere gelen soğutucu akışkan sabit sıcaklıkta enerjisinin bir kısmını çevre havaya vererek yoğunlaşır. Soğutma sisteminin temelinde buharlaştırıcıdan transfer edilen ısı enerjisi ile sıkıştırma yapmak için kompresörde harcanan iş enerjisinin toplamı yoğuşturucuda dışarı atılır.

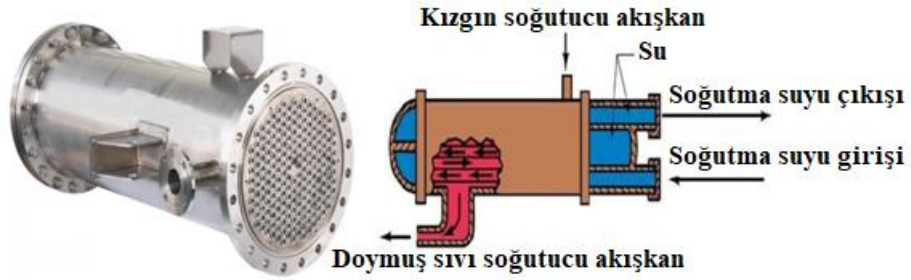
Yoğuşturucuda ki ısı alış verişinin aşağıdaki aşamalardan oluştuğu düşünülebilir:

- I. Kızgınlığın alınması.
- II. Soğutucu akışkanın yoğuşması.
- III. Aşırı soğutma.

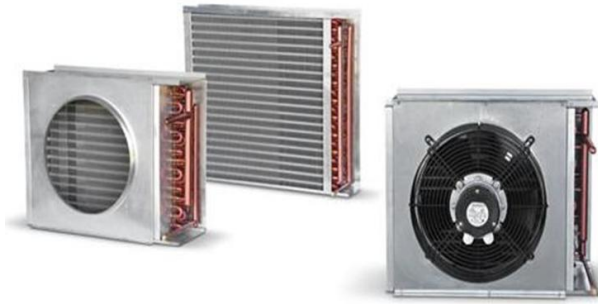
Piyasadaki kondanserlerin işlevleri aynı olmasına rağmen farklı türleri mevcuttur. Bunlar genel olarak su ile soğutulan, hava ile soğutulan ve Evaporatif kondanserler olarak sıralanabilir (Şekil 2.6).

Sistem tasarımı sırasında bu kondanserlerden hangisinin kullanılacağı hem ekonomik yönden hem de kuruluş ve işletme masrafları ile beraber dikkate alınarak tespit

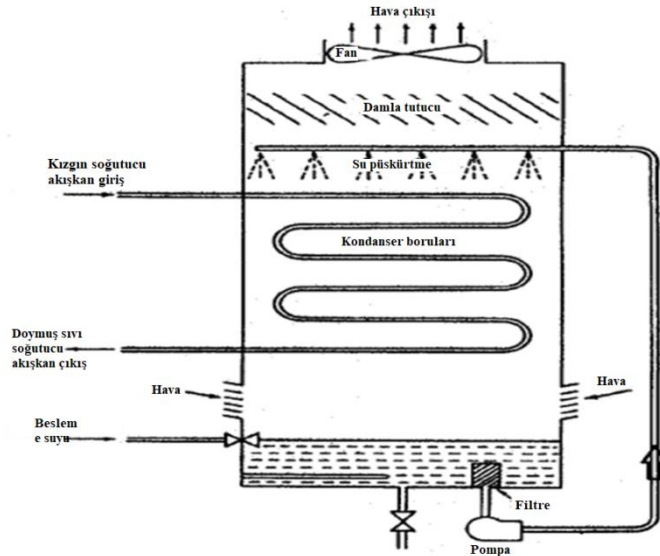
edilmelidir. Ayrıca bu tespit yapılırken atlanılmaması gereken bir diğer konu da, evaporatif ve su soğutmalı kondanselerde yoğuşma sıcaklığının daha düşük seviyelerde olmasıdır. Bu durumda soğutma çevriminin etkinlik katsayısı yükselir. Bu nedenle yapılacak analizde bu hususun dikkate alınması gerekir.



a) Su ile soğutulan kondanselerler.



b) Hava ile soğutulan kondanselerler.



c) Evaporatif kondanselerler.

Şekil 2.6 Kondanser Çeşitleri a) Su ile soğutulan kondanseler b) Hava ile soğutulan kondanseler c) Evaporatif kondanseler.

2.3.1.3 Kısılma (Genişleme) Valfi

Kondanser ve evaporatör arasında bulunan kısılma valfinin genel olarak iki görevi vardır. Bunlardan birisi soğutucu akışkanın basıncını düşürerek, evaporatöre girmeye hazır hale getirmek; diğeri ise klima sistemi durduğunda tüm sistemin basıncını eşitlemektir. Aksi taktirde klima sistemi tekrar çalıştığında kompresör yüksek basınçla karşı karşıya kalır ve çalışması zorlaşır. Bu görevlerinin dışında ihtiyaca göre akışkan miktarını ölçer.

İdeal durumda kısılma valfinde basınç düşürülürken, akışkanın entalpisi sabit kalır.

Kısılma valfi olarak daha küçük soğutma sistemlerinde kılcal borular kullanılırken, büyük soğutma sistemlerinde kısılma valfi, otomatik genişleme valfi, termik genişleme valfi ve el ayar valfi gibi elemanlar tercih edilir.



Şekil 2.7 Genişleme valfi çeşitleri.

2.3.1.4 Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Evaporatör temelde bir ısı değiştiricisi olup, soğutulmak istenen ortamdan çekilen ısıyı soğutucu akışkana transfer edildiği elemandır. Basıncı düşük olan akışkan evaporatörde aldığı ısı ile sabit basınçta tamamen doymuş buhar haline gelir. Soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak çeşitli malzemelerden yapılmakta olup, bakır ve çelikten imal edilir.

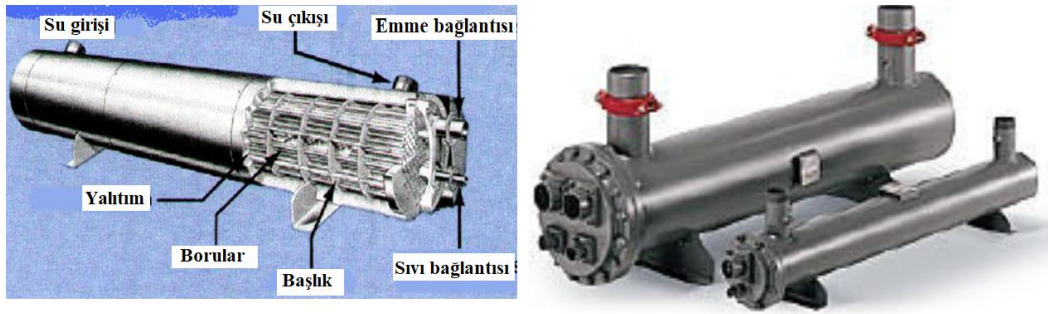
Soğutucu akışkanın tamamının sıvı halde evaporatöre girmesi istenilen bir durumdur. Evaporatörde ortam ısısını alarak buharlaşan soğutucu akışkana, kompresöre girmeden

önce bir miktar daha ısı vererek kızgın buhar durumuna getirilmesinin birçok yararı vardır. Bunların başında, kompresöre ciddi şekilde zarar veren sıvı akışkanın kompresöre girmesi gelmektedir.

Soğutulan hacmin su, hava veya hava-su karışımı olmasına bağlı olarak farklı tipleri geliştirilmiş olup, konstrüksiyon açısından hava ile soğutulmasında kullanılan ve su ile soğutulmasında kullanılan evaporatörler olmak üzere iki grupta değerlendirilebilir (Şekil 2.8) (İnt. Kyn. 1).



Şekil 2.8 Hava soğutulmasında kullanılan evaporatörler.



Şekil 2.9 Sıvıların soğutulmasında kullanılan evaporatörler.

2.3.2 Yardımcı Elemanlar

Soğutma sistemlerindeki gerçek buhar sıkıştırılmalı çevrimler bazı yönleriyle ideal buhar sıkıştırılmalı çevrimden farklılıklar göstermektedir. Örneğin; soğutucu akışkanın kompresöre tamamen doymuş buhar olarak girişini sağlamak mümkün ve kompresörlerdeki sürtünmelerden ve ısı hareketliliğinden dolayı kompresörlerde sabit entropide sıkıştırma işlemi gerçekleşmez. Gerçek çevrimlerde oluşan kayıpları minimize etmek amacıyla soğutma makinelerinde ara elemanlar kullanılmaktadır. Bununla birlikte farklı amaçlar için sistemin yapısına uygun olarak farklı elemanlarda

kullanılabilir. Soğutma sisteminde kullanılan yardımcı elemanların temel görevleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- I. Çalışma esnasında oluşabilecek ses ve gürültüyü azaltmak.
- II. Bakım sırasında kolaylık sağlamak.
- III. Tüm sistemin arıza yapmasını önlemek veya minimize etmek.
- IV. Sistemin uzun ömürlü, verimli ve emniyetli bir şekilde çalışmasını sağlamak.
- V. Yağlama yağının ve soğutucu akışkanının ve temiz kalmasını sağlamak.

Soğutma sistemlerinde en çok tercih edilen yardımcı elemanlardan ve görevlerinden aşağıda bahsedilmiştir (Kadir ve Onat 2012).

2.3.2.1 Titreşim Yutucu

Sistemin çalışması esnasında kompresörde sıkıştırma işlemi sırasında oluşan titreşimler, borulara ve borular vasıtası ile sistemin diğer elemanlarına taşınır. Kompresör üzerinde oluşan bu titreşimler; Soğutma sistemindeki borular ve kullanılan diğer sistem elemanları üzerinde çok fazla gerilmelere sebep olur. Ayrıca sistemde kullanılan boruların rekorlu bağlantı veya kaynak noktalarında hasar oluşmasına sebebiyet verir. Titreşimlerin soğutma sistemlerindeki olumsuzluklarının önüne geçebilmek için kompresör giriş ve çıkış noktalarına titreşimi emen esnek elemanlar monte edilir. Şekil 2.10'da titreşim alıcılar gösterilmiştir.



Şekil 2.10 Titreşim alıcılar.

2.3.2.2 Sıvı Tankı

Sıvı tankı sistemde kondanser çıkışına yerleştirilmektedir. Kondanserde yoğuşamayan soğutucu akışkanı yoğuşturarak, kısılma valfine sıvı olarak girmesini sağlar. Bununla birlikte bu tanklar kondanserde soğutucunun birikmesini önleyerek kondanser kapasitesinin (atılan ısı miktarının) düşmesini engeller. Sistemin uzun süre kullanılmaması ya da bakım-tamir sırasında soğutucunun depolanmasını sağlar. Bu depolama sayesinde bakım-tamir sırasında soğutucunun kaçak yapması engellendiğinden ve bir soğutucu ilavesine gerek kalmadığından, hem tabiat hem de ekonomi açısından ciddi kazanım sağlar. Sıvı tankının seçiminde, soğutma sistemindeki soğutucu miktarının 40 °C sıcaklıkta sıvı fazda kapladığı hacimden ortalama %20 daha büyük seçilmesi gerekir. Ayrıca sıvı tanklarının, dikey tip ve yatık tip olmak üzere iki türü bulunmaktadır. Seçilecek olan soğutma sisteminde yer sorunu yok ise soğutucu şarjı ve sistemin çalışmasının aksamaması için dikey tip sıvı tankının kullanılması daha uygundur. Şekil 2.11’de dikey ve yatay sıvı tankları gösterilmiştir.

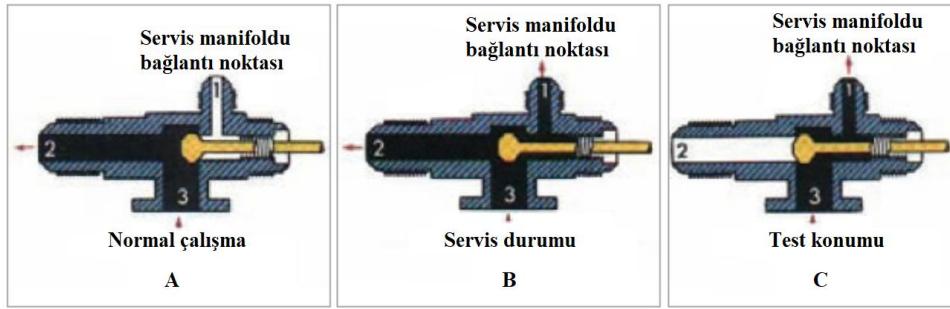


Şekil 2.11 Yatay tip ve dikey tip sıvı tankları.

2.3.2.3 Servis Vanaları

Servis vanaları, akış kontrol ve arıza, bakım gibi durumlarda sisteme rahat bir şekilde müdahale edebilmek için gereken bir elamandır. Genellikle sıvı hattında, kompresör giriş ve çıkışlarında veya sıvı tankı üzerinde yer alırlar. Servis vanası çalışma prensibine göre üç farklı türde bulunur. Şekil 2.12’de görüldüğü gibi vana (A) konumunda ise soğutma sistemi normal çalışma durumundadır. Vana (B) konumunda ise soğutma sistemi çalışırken servis vanasına şarj manifoldu bağlanabilir. Bu durumda sistemden

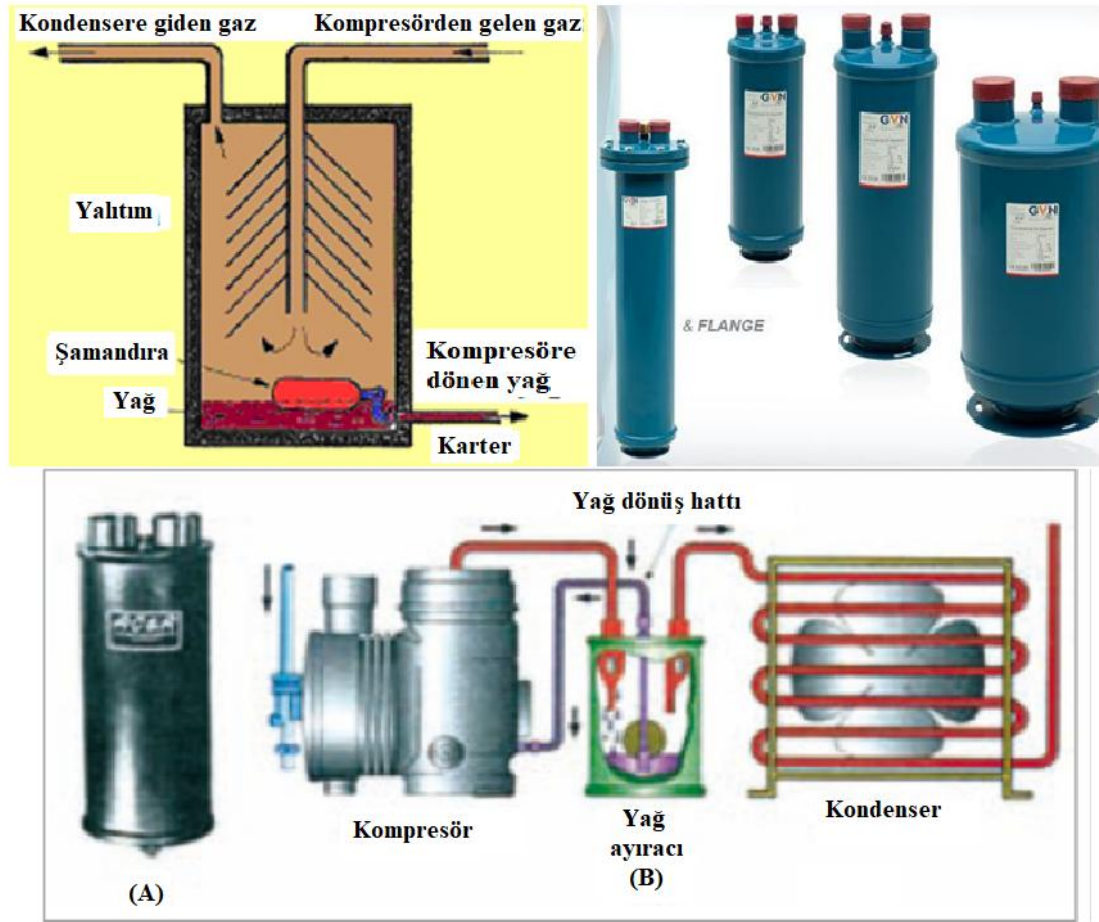
basınç ve sıcaklık değerleri alınabilir ve soğutma sistemindeki soğutucu miktarı az ise şarj; soğutucu fazla ise de deşarj yapılabilir. Vana (C) konumunda ise sistem kesinlikle çalıştırılmamalıdır. Bu konum sadece test veya ayar için kullanılmalıdır. Örneğin; yüksek ve alçak basınç switchlerinin ayarlanan değerlerde devreyi kesip kesmediğini anlamak için servis vanası ileri pozisyonuna (C) getirilir. Şekil 2.12’de servis vanasının çalışma konumları gösterilmektedir.



Şekil 2.12 Servis vanası ve farklı konumları.

2.3.2.4 Yağ Ayırıcılar

Soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörlerde ısınma, sürtünme, aşınma ve gürültü problemlerini minimize etmek için yağlama yağı kullanılmaktadır. Kompresörün karterinde bulunan yağ, kompresörün yağlanması gereken mekanik aksamında dolaştırılarak yağlama sağlanır. Kompresörde sıkıştırma sırasında bir miktar yağ sisteme karışabilmektedir. Fazla ölçüde yağın sisteme karışması kondanser, evaporatör, filtre vb. üzerinde olumsuz sonuçlar doğurmaktadır. Bu olumsuz durumların başında da kompresördeki yağ seviyesinin aşağıya inmesi, buna bağlı olarak kompresörün sürtünmesi, ısınması, aşınması, gürültü problemleri ortaya çıkmakta ve hatta arızalara sebebiyet vermektedir. Ayrıca kondanser ile evaporatörde ısı geçişi esnasında üzerine ısı alacağından performans ve elektrik tüketimlerine de doğrudan etki etmektedir. Bu durumun engellenmesi için sistemde yağ ayırıcı kullanılmalıdır. Bu sayede kompresörde soğutucu akışkana karışan yağ kompresör çıkışında soğutucu akışkandan ayrılır ve tekrar kompresöre yağlama yapma üzere gönderilir. Şekil 2.13’te yağ ayırıcılar ve devreye bağlantısı gösterilmektedir.

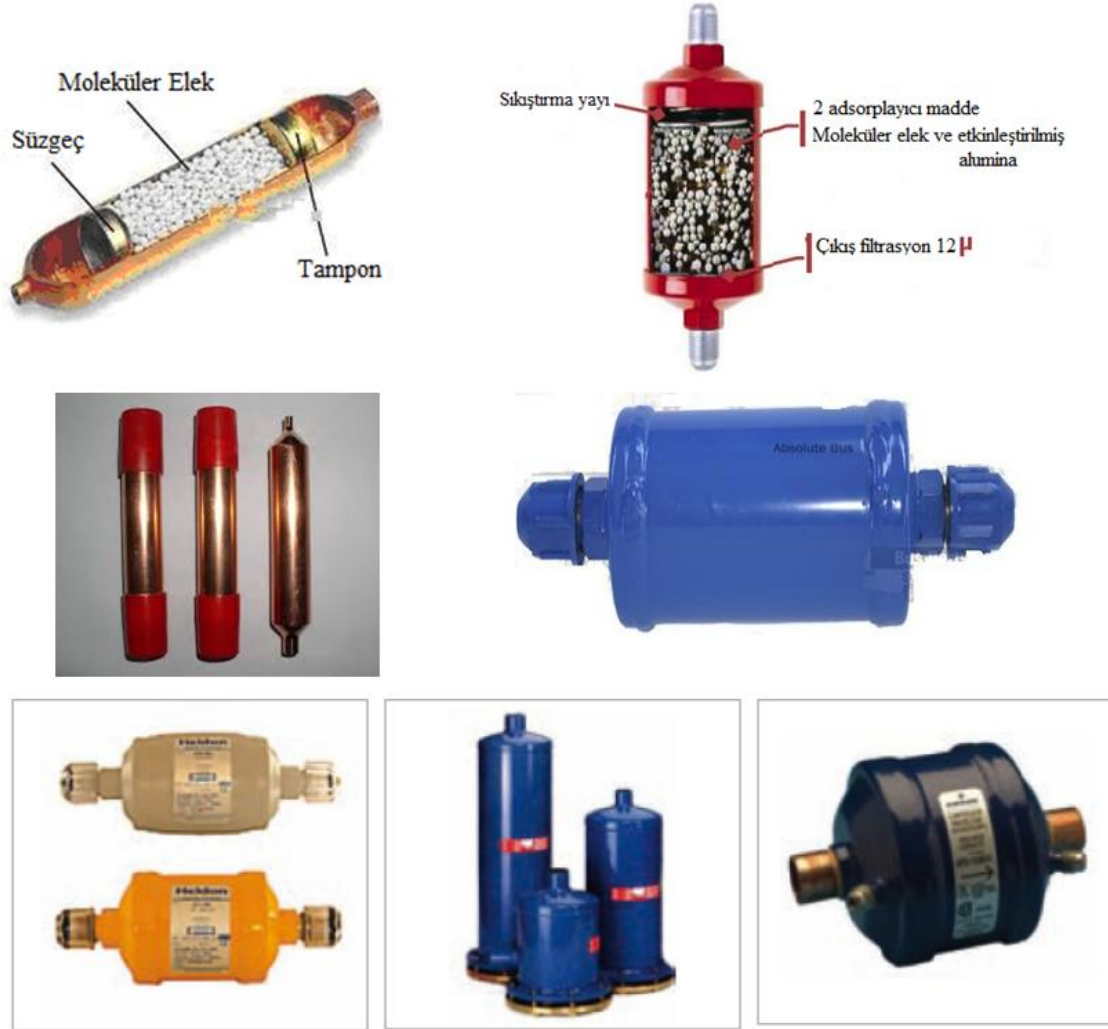


Şekil 2.13 Yağ Ayırıcılar ve basit bir uygulama.

2.3.2.5 Filtreler

Soğutma sistemleri kapalı çalışan devreler olsa bile ya sistemin kurulum aşamasında kalan parçacıklar ya da sisteme bir şekilde sızan su/nem, tortu asit gibi sisteme zarar verebilecek maddelerin gecikmeden tutulması ve sisteme zarar vermelerinin önlenmesi gereklidir. Bu işlem filtreler tarafından yapılır. Filtre olmadan da soğutma sistemi çalışabilir; ancak sistemde filtrenin kullanılması oluşan arızanın büyümesini engeller. Filtrelerin değiştirilebilir ve hermetik tipleri bulunmaktadır. Ayrıca çeşitli kurutma kapasiteleri, bağlantı çapları, rekorlu ve kaynaklı tipte bağlantı türleride bulunmaktadır. Filtreler iki farklı yöntemle asit ve nemi tutabilmektedirler. Bunlardan birincisi kimyasal yöntem ikincisi ise fiziksel yöntemdir. Ancak günümüzde kimyasal yöntemler tercih edilmemektedir. Fiziksel yöntemlerden en çok tercih edilenleri ise; moleküler süzgeç, aktif karbon, silikajel, aktif alümina ve bunların moleküler süzgeçle birlikte

kullanılan kombinasyonlarıdır. Sıvı hattında kullanılan filtrelere ilave olarak kısılma valfi sonrası (emiş hattı) filtreler kullanılmaktadır. Kısılma valfi sonrası kullanılan filtreler ise genelde asit ve pislikleri tutmak için kullanılmaktadır. Şekil 2.14'te filtreler gösterilmektedir.



Şekil 2.14 Soğutma sistemlerinde kullanılan filtreler.

2.3.2.6 Gözetleme Camları

Gözetleme camları sistem üzerine kondanser-kısılma valfi arasında filtrenin önünde yer alır. Gözetleme camının iki ana görevi vardır. Bunlar;

1. Sıvı halde bulunan soğutucunun akışın kontrolü.

2. Akışkanda nem kontrolü.

Akışın doğru kontrolü için öncelikle soğutma sisteminin bir süre çalışması ve kararlı hale gelmesi gerekir. Gözetleme camında köpürme olması durumunda, soğutma sistemindeki soğutucu akışkan miktarının yeterli olmadığı anlaşılmalıdır. Ayrıca gözetleme camından önceki kısımda aşırı basınç kayıpları meydana gelmemelidir. Camdan önceki kısımda basınç kayıpları oluşursa soğutma sistemindeki soğutucu akışkan yeterli olsa dahi akışkanda köpürme olabilir.

Gözetleme camı üzerinde nem ile etkileşime geçtiğinde renk değiştiren kimyasal tuz emdirilmiş bir malzeme bulunmaktadır. Soğutucu akışkan içerisinde nemin var olup olmadığı bu malzeme ile anlaşılır.

Gözetleme camları soğutma sistemine iki şekilde bağlanabilir. Bunlardan birisi kaynaklı birleştirme diğeri ilse havşalı bağlantıdır. Gövdeleri genellikle pirinçten yapılırken, amonyaklı sistemler için çelikten üretilirler (Kadir ve Onat 2012).



Şekil 2.15 Gözetleme camları.

2.3.2.7 Çek Valfler

Soğutma sistemindeki akışın tek yönlü olmasını sağlayan bir elemandır. Sistem içerisinde akışın ters yönde oluşmaması için kullanılır. Basınç farkına göre açılıp kapanan bu parça, paralel kondanser uygulamalarında, çoklu evaporatör uygulamalarında, ısı pompası ve birden fazla kompresörlü uygulamalarda kullanılmaktadır.



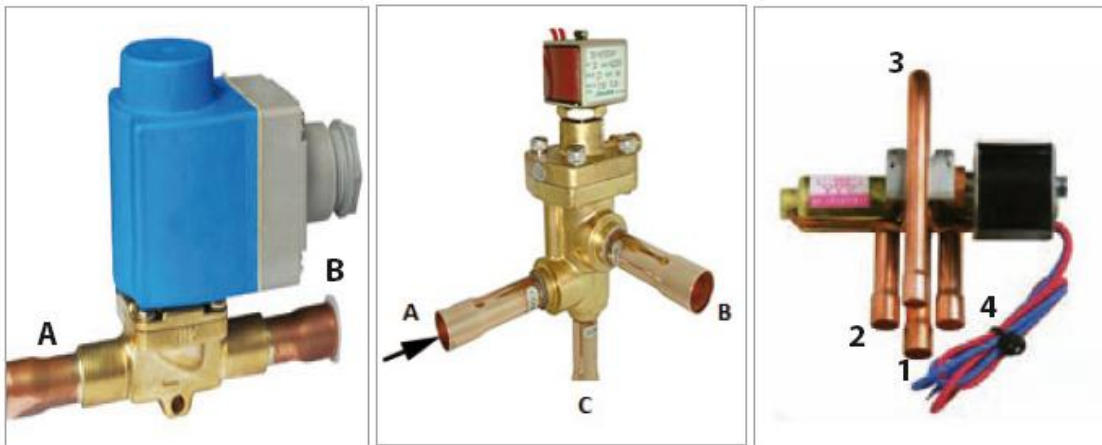
Şekil 2.16 Çek valfler.

2.3.2.8 Solenoid Valfler

Solenoid valfler, akışın kontrolünü elektrikselsel olarak yapan parçalardır. Mahal ya da maddenin sıcaklık kontrolü için solenoid valfler termostatlarla açık veya kapalı konuma getirilir. Genelde üç değişik tipte solenoid valf kullanılmaktadır. Bunlar:

- 1) Çoğunlukla ısı pompası uygulamalarında kullanılan dört yollu solenoid valfler.
- 2) Bir girişli ve iki çıkışlı olan ve bu sayede iki hattı kontrol edebilen üç yollu solenoid valfler.
- 3) Tek hatta akış kontrolü yapan iki yollu solenoid valfler.

Şekil 2.18’de farklı türlerde solenoid valfler gösterilmiştir.



a) İki yollu solenoid valf

b) Üç yollu solenoid valf

c) Dört yollu solenoid valf

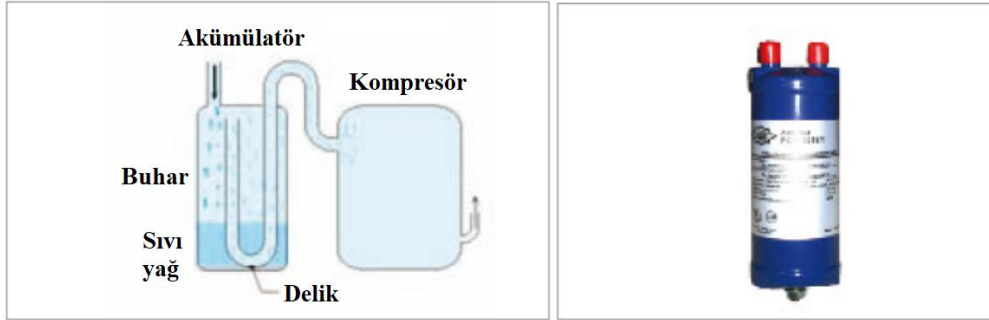
Şekil 2.17 Solenoid valfler.

2.3.2.9 Emiş Akümülatörü

Esas görevi soğutucu akışkanın kompresöre sıvı halde gitmesini engellemektir. Ayrıca emiş akümülatörleri yağ dönüşümünü kolaylaştırarak kompresörde oluşabilecek problemlere karşı koruyucu görev yapar. Kompresöre likit akışkanın gitmesine neden olabilecek faktörler aşağıda verilmiştir:

- 1) Buharlaştırıcı yüzeyinde aşırı karlanma veya yüzeyin ısı transferini etkileyecek derecede kirli olması.
- 2) Buharlaştırıcıdaki soğutma yükünün azlığı.
- 3) Buharlaştırıcı fanının çalışmaması.
- 4) Akış kontrol elemanının yetersizliği.
- 5) Boru iç cidarlarında oluşan yağlanma.

Emiş hattı akümülatörü, sistemin en pahalı elemanı olan kompresörün zarar görmemesi için gerekli olan bir ara elemandır. Sistemde emiş akümülatörü kompresör önüne ve mümkün olduğu kadar kompresöre yakın bir şekilde monte edilmelidir.



Şekil 2.18 Emiş akümülatörü.

2.3.2.10 Alçak ve Yüksek Basınç Presostatları

Soğutma sistemlerinde emiş hattı alçak basınç hattı; basma hattı ise yüksek basınç hattıdır. Alçak ve yüksek basınç presostatları çalışma sırasında sistemin basıncını kontrol eder. Sistem basıncı ayarlanan yüksek ve alçak basınç değerlerinin dışına çıktığında, sistemin güvenliğini tehlikeye atmamak ve daha büyük arızalara sebebiyet

vermemek için sistem kompresörü durdurur. Sorunsuz çalışma durumunda presostatların kontakları kapalıdır ve üzerinden akım geçer. Basıncın, ayarlanan değerlerin dışına çıkması durumunda presostatların kontakları açılır ve kompresör durdurulur. Bu presostatlar sistem de birlikte kullanılacakları gibi ayrı ayrı da kullanılabilirler.



Şekil 2.19 Alçak ve yüksek basınç presostatları.

2.4 Klima Sistemlerinin Türleri

Klimaları genel olarak iki sisteme ayırılır:

1. Bireysel sistemler
2. Merkezi sistemler

2.4.1 Bireysel Sistem Klimalar

Bireysel klimalar dört başlıkta incelenebilir:

- 1) Split klimalar
- 2) Pencere tipi klimalar
- 3) Paket tip klimalar
- 4) Portatif - Taşınabilir tip klimalar

2.4.1.1 Split Klimalar

Bir dış ünite ve bir (Split klima) ya da daha fazla (Multi Split klima) iç ünitelerden oluşan Split klimaların soğutma sistemi parçaları iki veya daha çok gövde içine yerleştirilir. Hem ısıtma hem de soğutma yapan bu klimalar, ısıtma işleminde dış ortamdan ısıyı alarak iç ortama aktarırken; soğutma işleminde iç ortamda ki ısıyı dış ortama aktarır.

2.05 kW (7.000 Btu/h) - 7.03 kW (24.000 Btu/h) aralığında ısıtma-soğutma yapan klimalar genel olarak küçük ofislerde ve konutlarda kullanılırlar. 7.03 kW (24.000 Btu/h) - 17.58 kW (60.000 Btu/h) aralığında ısıtma-soğutma yapan klimalar kafe, büyük ofisler, mağaza vb. yerlerde tercih edilirken daha yüksek kapasiteye sahip klimalar ise ticari tip uygulamalarda kullanılırlar. Kullanım ihtiyacına göre şu şekilde çeşitlendirilirler:

1. Duvar tipi
2. Yer-tavan tipi
3. Salon tipi
4. Kanal / Gizli tavan tipi
5. Kaset tipi

Şekil 2.20'de farklı türde Split klima tipleri gösterilmiştir.



Şekil 2.20 Split klima tipleri.

Genellikle küçük ofis, villa, konut vb. alanlarda kullanılan Multi split klimalar 1 dış üniteye ve 5 iç üniteye kadar bağlanabilen soğutma sistemleridir. Bu klimalarda dış

üniteden her bir iç üniteye bağımsız bakır boru tesisatı uygulanır. Sistemin kısılma valfi dış üniteye bulunduğundan sessizdirler.



Şekil 2.21 Multi split klimalar.

2.4.1.2 Pencere Tipi Klimalar

Genellikle duvarın dışına ya da pencereye takılan bu klima, soğutma sistemlerinin ilk klima modelidir. Fazla miktarda elektrik tüketmesi ve aşırı gürültüye sebep olduğu için Split klima teknolojisinin gelişimiyle birlikte tercih edilmemeye başlamıştır.



Şekil 2.22 Pencere tipi klimalar.

2.4.1.3 Paket Tip Klimalar

Bu klimalar ikiye ayrılır.

1. Düşey – Yatay Tip Paket Klimalar
2. Çatı Tipi Paket Klimalar

Düşey – Yatay Tip Paket Klimalar

Büyük kapasiteye sahip bu klimalar, direkt olarak ısıtma-soğutma yapılacak olan yerde bulunurlar. Üniteleri birbirine bakır borular ile bağlanmıştır. Isıtma-soğutma yapılacak ortama direkt olarak temiz hava verebilmelerinin yanında homojen bir hava ortamında sağlayabilirler.

Çatı Tipi Paket Klimalar

Alışveriş merkezleri, tiyatro, restaurant, sinema, kafeterya vb. yerlerde sıkça kullanılırlar. Sistemin ekipmanları ısıtma-soğutma yapılacak ortamın üstündeki çatıya monoblok olarak monte edilir. Sistemi, ısıtma-soğutma yapılacak ortamı, gidiş-dönüş hava kanalları yardımıyla konfor koşullarına getirir.



Şekil 2.23 Çatı tipi paket klimalar.

2.4.1.4 Portatif – Taşınabilir Tip Klimalar

Pencere tipi klimalar gibi tek bir üniteden oluşan Monoblok portatif klimalar, soğutma yapmak için klimaya bağlı bir hortum ile ısıyı dış ortama aktırırlar. Ünitenin alt kısmında bulunan drenaj tavası yoğuşma sonucu su ile dolacağından belirli aralıklarla boşaltılmalıdır.



Şekil 2.24 Portatif tip klimalar.

2.4.2 Merkezi Sistem Klimalar

Genellikle büyük binaların ısıtma-soğutma işlemlerinde kullanılan bu tip klimalar, bir soğutma grubu, bir klima santrali, bir havalandırma kanalları ve/veya fancoil den oluşurlar. İsminden de anlaşıldığı gibi bu tip klimalarda hava veya su merkezi şekilde koşullandırılır. Daha çok büyük ve geniş ofislerde, plazalarda, otellerde, spor salonlarında, sinemalarda, hastanelerde vb. tercih edilirler. Sistemde kullanılan akışkanın türüne göre üç farklı türü bulunmaktadır. Kullanılan akışkan su olduğunda, sistem değişken su debili klima (VWV) (fan-coil, chiller); hava olduğunda değişken hava debili klima (VAV) (klima santrali, damperler); soğutucu akışkan olduğunda ise değişken soğutucu akışkan debili (VRV/VRF) sistem olarak isimlendirilir.

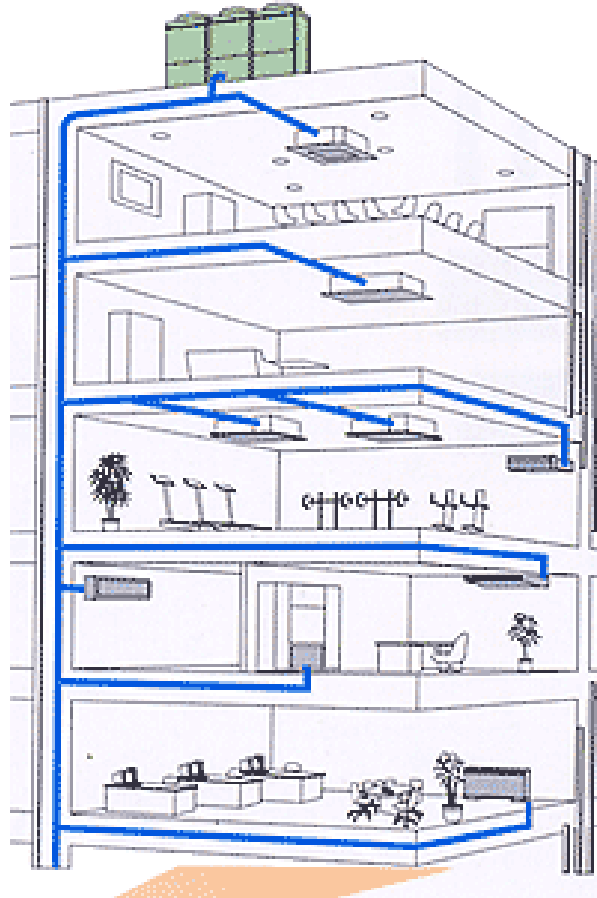
2.5 VRV/VRF Klima Sistemleri

1970'li yıllarındaki petrol krizinden sonra enerji kaynağı olarak dışa bağımlı Japon hükümetinin üreticilere sunduğu enerji tasarrufuna yönelik teşvikler verilmiştir. Bunun üzerine firmalar araştırmalar içerisine girmiş ve bunun neticesinde de 1982 yılında VRV/VRF sistemlerinin temeli atılmıştır ve günümüzde tüm dünyada yaygın olarak kullanılmaktadır.

VRV/VRF (Değişken Soğutucu Akışkan Debili) sistemler, birbirine bakır borularla bağlanan bir dış ünite ve çok sayıda iç ünitelerden oluşurlar. Inverter teknolojisi ile

soğutucu gaz miktarını kontrol ederek ekonomik kazanç sağlayan bu sistemler, birbirinden bağımsız olan tüm ortamlarda ısıtma-soğutma yaparken, kısmi havalandırma gibi bir avantajı da vardır (İnt. Kyn. 3).

Bu sistem, yapı olarak split klima ile benzerlik gösterse de, daha az elektrik tüketmesi, üniteler arası uzun mesafeler gibi sistemi split klimadan ayıran özelliklere sahiptir. Sistemin montajı ve kullanımı, basit ve hızlıdır. Merkezi sistem klima cihazlarının avantajlarına da sahip olan bu sistem, bağımsız bir şekilde kontrol edilebilir, modüler ve esnek bir yapıya sahiptir. Yapısı sayesinde büyük yakıt tankları ve kazan dairelerine ihtiyaç duyulmadığından yer tasarrufu sağlamaktadır. Değişken devirli kompresörlere sahip olduğundan, sistem kolay bir şekilde projelendirilebilir. Dolayısıyla VRV/VRF sistemleri günümüzde her tür ve büyüklükte ki yapılar için uygulanabilir (Topoyan *et al.* 2008).



Şekil 2.25 VRV/VRF (Değişken soğutucu akışkan debili) sistemler.

2.5.1 VRV/VRF Klima Sistemlerinin Avantajları

- Bina içinde ayrı bir mekanik odaya ihtiyaç olmaması.
- Dış ünite boyutlarının, alternatif sistemlere göre (chiller vb.) daha küçük olması.
- Dış ünitelerin, modüllerden oluştukları için taşınma ve montaj kolaylıkları.
- İşletme giderlerinin merkezi sistemlere oranla paylaşım kolaylığı.
- Enerji veriminin yüksek, işletme giderlerinin düşük olması.
- Otel, hastane gibi gün içinde ısı yüklerinin çok değişken olduğu projelerde %40'a varan enerji tasarrufu sağlanabilmesi.
- Yakıt depolanmasına gerek olmaması.
- Sistemin ekonomik ömrünün uzun olması.
- Arsa ve inşaat maliyetlerinde azalma.
- Mahallerin birbirlerinden bağımsız kontrol imkânı.
- Sistemde kullanılan iç ünite modellerinin 10'dan fazla model seçeneği olması ve bunların yerlerinin daha sonra sulu sistemlere oranla kolayca değiştirilebilmesi.
- Farklı tip iç ünitelerin aynı hatta bağlanabilmesi.
- Kapasite arttırımının kolaylıkla yapılabilmesi.
- İç ünitelerdeki serpantinlerin fan-coil sistemi iç ünitelerine nazaran daha küçük olduğu için, fanlarının da daha küçük olması nedeniyle iç ünitelerin daha sessiz çalışabilmeleri.
- Aynı anda ısı geri kazanımı vasıtasıyla hem ısıtma hem soğutma yapılabilmesi.
- Her türlü otomasyona bağlanma kolaylığı (gelişmiş merkezi kumanda seçenekleri).
- Çevre ile ilgili özellikler (CO₂ emisyonu düşük ve Kyoto protokoluna uygundur).
- R-407C ve R-410A soğutucu akışkanlarının ısı taşıma kabiliyetinin suya göre daha fazla olması nedeniyle boru kesitlerinin çok daha küçük olması.
- Soğutucu akışkan daha hızı kontrol edilebildiği için mevsim geçişlerinde esneklik ve sürat sağlanması.
- İç ünitelerin uzaktan ayarlanabilir menfez kanatları vasıtasıyla ısıtma ve soğutmada daha iyi bir dağılım sağlanabilmesi.

- Sabit oda sıcaklığı kontrolünün (± 0.5 °C) elektronik genişleme valfleri vasıtasıyla hassas olarak sağlanabilmesi.
- İşletme için uzman teknik kadroya gerek olmaması.
- Yedekleme gereksinimi olmaması.
- Sistemde kullanılan bakır boruların işçilik ve montajının kolay ve süratli olması.
- Bakım kolaylığı.
- Bina Yönetim Sistemi vasıtasıyla odalardaki sıcaklık kontrolü, yetki alma verme, enerji tasarrufuna yönelik programlama, raporlama, arızanın yerinin belirtilmesi, her mahallin harcadığı enerji maliyetinin hesaplanması.
- Haftalık işletim programlarının yapılabilir olması.
- Kompresörlerin eşit sürede eşit dağılım esası ile sıralı olarak çalıştırılabilmeleri (eş yaşlandırma).
- Dış ünitelerdeki kompresörlerden birinin arızalanması halinde, sadece arızalanan kompresörün devre dışı bırakılarak sistemin çalışmaya devam edebilmesi.
- Aynı şekilde iç ünitelerden birinin arızalanmasının diğerlerini etkilememesi (Çölaşan 2013).

2.5.2 VRV/VRF Klima Sistemlerinin Dezavantajları

- Taze hava imkânlarının sınırlı olması ve ilave sistemler gerekebilmesi.
- Soğutucu akışkan maliyetinin yüksekliği.
- Nemlendirme gerektiğinde ilave havalandırma sistemleri düşünülmesi ihtiyacı (primer hava).
- Nem almanın kısıtlı oluşu.
- İç ünite filtre cinslerinin standart ve sınırlı oluşu.
- Boru boylarında kısıtlama olması.
- Yaşanılan ortamlardaki her iç üniteye drenaj borusu ve elektrik bağlantısı çekilmesi zorunluluğu (Çölaşan 2013).

2.5.3 VRV/VRF Klima Sistemlerinin Tipleri

VRV/VRF klima sistemleri dış ünitenin akışkan ısısını aktardığı ortama göre sınıflandırılır. Isı atmosfer havasına aktarılırsa, sistem hava soğutmalı VRV/VRF; suyun devir daim yaptığı bir sisteme aktarılırsa, sistem su soğutmalı VRV/VRF olarak isimlendirilir. VRV/VRF sisteminde iç ünite, dış ünitenin türünden bağımsızdır.

2.5.3.1 Hava İle Soğutmalı Dış Üniteli VRV/VRF Sistemler

Hava soğutmalı dış üniteli VRV/VRF sistemler, çalışma prensibine göre ikiye ayrılırlar.

Hava İle Soğutmalı Dış Üniteli Isı Pompası (VRV/VRF) sistemler

Hava soğutmalı ısı pompası dış üniteler en yaygın kullanılan VRV/VRF sistemidir. Isı pompası olarak çalışan VRV/VRF sistemleri, aynı dış ünite grubuna bağlı olan tüm iç üniteler aynı anda ya ısıtma ya da soğutma yapabilirler. Isı kaynağı olarak atmosfer havasını kullanmaları nedeniyle dış ünitelerin atmosfere açık bir yere yerleştirilmesi ve hava sirkülasyonunun rahat bir şekilde sağlanması gerekmektedir. Isı transferini dış hava ile gerçekleştirdikleri için dış havanın sıcaklığı ile çalışma verimleri arasında direkt bir bağlantı vardır. Isıtma modunda çalıştıkları zaman dış hava sıcaklığının düşmesi, soğutma modunda çalıştıkları zaman dış hava sıcaklığının yükselmesi ile nominal performanslarında bir miktar azalma yaşanır. Hava soğutmalı VRV/VRF dış ünitelerin yerleşimleri genellikle binaların çatısındadır. Çatıda yer olmaması durumunda ara bir tesisat katı yapılır ve dış ünitelerin üzerilerine yapılan kanal yardımıyla ve fanın dış statik basıncı kullanılarak ısı atmosfere gönderilir. Hava soğutmalı dış ünitelerin hava sirkülasyonunu düzgün şekilde gerçekleştirip, kapasitelerinde düşüş yaşanmaması için yerleştirildikleri yerlerde en az 30 cm lik çevrelerinin boşluk olması gerekir. Hava soğutmalı VRV/VRF dış üniteleri ısıtma modunda iken dış ortam sıcaklığı -20 °C - 15 °C, soğutma modunda iken dış ortam sıcaklığı -5 °C - 43 °C'de olmalıdır.



Şekil 2.26 Hava soğutmalı dış üniteli ısı pompası (VRV/VRF) sistemler.

Hava Soğutmalı Dış Üniteli Isı Geri Kazanımlı VRV/VRF sistemler

Isı geri kazanımlı bir hava soğutmalı VRV/VRF sistemler, ısı pompası olarak çalışan sistemlerden farklı olarak aynı dış üniteye bağlı olan iç ünitelerin bir kısmı soğutmada çalışırken bir kısmı da ısıtmada çalışabilir. Isı pompası sistemi ile arasında verim açısından nominal etkinlik katsayısı değerlerinde çok fark olmasa da, saha şartlarında iki sistemin işletme verimleri arasında ciddi bir fark vardır. Isı geri kazanımlı sistemler bazı markalarda üç borulu, bazı markalarda ise iki borulu olarak yapılmaktadır, ancak temelde yapıları aynıdır. Isıtma yapılacak ortama gaz fazında soğutucu akışkan gönderilir ve iç üniteye yoğunlaşarak ısısını ortama aktarır, iç üniteye yüksek basınçta likit olarak çıkar. Eğer sistemde soğutma yapılması gereken bir ortam var ise seçici kutuya (klima kumandasından aldığı sinyale göre ısıtma veya soğutma modunu belirleyen parça) gelen yüksek basınçlı likit soğutma yapılacak mahale gönderilir. Akışkan soğutulacak ortamda ki genişleme valfine girerek düşük basınçlı likit olarak çıkar. Burada ki düşük basınçlı likit iç üniteye mahalden ısı çekerek ortamı soğutur ve düşük basınçlı gaz fazına geçer. Bu sayede iki ortamda da ısıtma ve soğutma işlemleri gerçekleştirilmiş ancak dış ünite sadece ısıtma için yüksek basınçlı gaz fazında soğutucu akışkanı gönderirken çalışmıştır. Böylece soğutma işlemi için kompresör devreye sokulmamıştır (ısı geri kazanımı). Bu yüzden ısı geri kazanımlı sistemlerin işletme verimleri daha yüksektir. Özellikle her zaman soğutma isteyen iç ortamları bulunan (kesintisiz güç kaynakları vb.) odaları bulunan yapılarda sürekli bir ısı geri kazanım olacağından, işletme verimlerinin ısı geri kazanımı ile yükseleceği söylenebilir. Bunun dışında bir yapının aynı anda soğutulması gereken cepheleri ve ısıtılması gereken cepheleri sayesinde ısı geri kazanımı (geçiş mevsimlerinde daha fazla) sağlanabilir.



Şekil 2.27 Hava soğutmalı dış üniteli ısı geri kazanımlı VRV/VRF sistemler.

2.5.3.2 Su İle Soğutmalı Dış Üniteli VRV/VRF Sistemler

Hava soğutmalı sistemlerle benzer şekilde, su soğutmalı sistemlerinde ısı pompası ve ısı geri kazanımlı olmak üzere iki tipi bulunmaktadır. Ancak kondanserde soğutucu akışkan R-410A'dan çekilen ısı enerjisi, suyun akışkan olarak kullanıldığı bir sisteme aktarılır. Burada su tarafı iki şekilde tasarlanabilir. Eğer klimanın bulunduğu yapının çevresinde kullanabilecek bir su kaynağı var ise, bir pompa yardımıyla bu su dış ünite eşanjöründen geçirilerek sistem çalıştırılabilir. Eğer klimanın bulunduğu yapının çevresinde kullanabilecek bir su kaynağı yok ise, kapalı çevrimli bir su tarafı tasarlanmalıdır. Sistemin amacı ısıtma yapmak ise, soğutucu akışkan ısıtma için gereken ısı enerjisini sistemin su tarafından alacağı için, suyun bir kazan sistemi ile ısıtılması gerekir. Sistemin amacı soğutma yapmak ise, soğutucu akışkan sahip olduğu ısı enerjisi sistemin su tarafına aktaracağı için, suyun bir soğutma kulesi ile soğutulması gerekmektedir. Sistemin su sıcaklığı, kazan ve/veya soğutma kulesi sistemi ile sabit tutulduğundan, sistem dış hava sıcaklığından etkilenmez, dolayısıyla dış ortam sıcaklığına bağlı kapasite dalgalanmaları oluşmaz. Ayrıca ısıtma ve soğutma için suyun kondansere optimum giriş sıcaklığı sırasıyla 20 °C ve 30 °C'dir (Koç 2009).



Şekil 2.28 Su soğutmalı dış üniteli VRV/VRF sistemler.

2.6 Termodinamiğin Tanımı ve Termodinamiğin Yasaları

Tekstil endüstrisinde 18. yy.'da yaşanan hızlı gelişmenin sonucu olarak enerji ihtiyacı doğmuş ve insanlar bu enerji ihtiyacını hayvan veya insan gücüyle karşılayamadığı için alternatif arayışlar içine girmiştir. Bu arayışlar buhar makinelerinin icadı ile sonuçlanmıştır. İlk olarak 1697 yılında İngiltere’de Thomas Savery, ardından 1712 yılında Thomas Newcomen ve 1765-1766 senelerinde James Watt’ın buhar makinelerini ile ilgili yaptığı çalışmalar, Termodinamik alanının temelini oluşturmuştur. Günümüze kadar birçok bilim adamının da katkısı ile Termodinamik bilimi bilim dünyasında yerini almıştır.

Termodinamik terimi ilk kez, 1849 yılında Lord Kelvin’in yaptığı bir yayında kullanılmıştır. Latince, ısı anlamına gelen therme ve güç anlamına gelen dynamis sözcüklerinden türemiştir. Fiziğin, enerji ve enerjinin form değiştirmesi ile ilgili dalı olarak tanımlanabilir. Günümüzde ise “enerji, ısı, iş ve entropi bilimi” olarak tanımlanmaktadır (Elbir 2010).

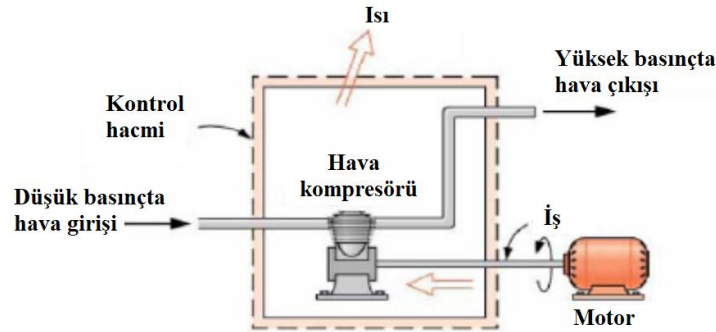
Makroskobik bir sistemde analiz yapılırken, termodinamik parametreler adı verilen büyüklükler kullanılarak sistem veya çevre şartları tanımlanır ve sistem bir bütün olarak tarif edilebilir. Bu büyüklüklerden bazıları molekül sayısı (N), basınç (P), entropi (S), hacim (V), sıcaklık (T), iç enerji (U), mekaniksel değişkenler (μ)’dir ve bunlar istatistiksel değişkenlerdir. Bu şekilde bir kategorileştirme, değişkenlerin tanımlarının istatistiksel mekanikle ya da klasik mekanikle verilmesinden türemiştir. Bir başka

kategorileştirme ise termodinamik değişkenlerin sistemin kütesine bağlı olarak değişip değişmediği referans alınarak yapılır. Değişken verilen sistemin büyüklüğüne ve boyutuna bağlı olan bir değişkense (V, N gibi) ekstensif, değilse (T, P gibi) intensif bir değişkendir (Gündüz 2010).

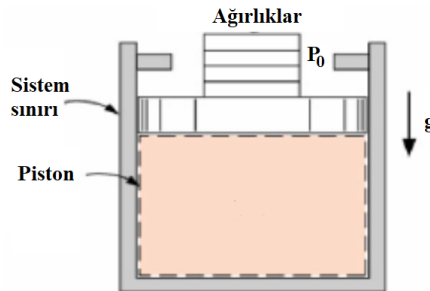
2.6.1 Termodinamik Sistem

Enerji ve kütle transferlerinin analiz edildiği bölgeye Termodinamik sistem; analiz edilen sistemi çevreleyen ve sistem üstünde etkisi olan her şeye çevre; sistemi çevresinden ayıran gerçek veya hayali çizgiye ise sistemin sınırı adı verilir. Verilen bir problemin çözümü için uzayda seçilen uygun bölgeye kontrol hacmi denir. Genelde türbin, lüle, kompresör gibi içinde kütle akışının gerçekleştiği makinelerde sistem sınırı, makine elemanının kendi sınırlarıdır (Şekil 2.30).

Açık ve kapalı olmak üzere iki tür sistem mevcuttur. Her iki tür sistemde de enerji transferi gerçekleşebilir; ancak açık sistemlerde, kontrol hacminde kütle giriş çıkışı olurken; kapalı sistemlerde bu durum söz konusu değildir (Şekil 2.31) (Akdağ 2009).



Şekil 2.29 Açık sistem örneği.



Şekil 2.30 Kapalı sistem örneği.

2.6.1.1 Özgül Hacim

Özgül hacim, maddenin birim kütesinin kapladığı hacmi olarak ifade edilir. Birimi m^3/kg 'dır. Biriminden de anlaşıldığı gibi yoğunluğun (kg/m^3) çarpmaya göre tersidir. Özgül hacim ve yoğunluk bağımsız özelliklerdir.

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{d} (m^3/kg) \quad (2.1)$$

İfadesi ile bulunur. Özgül hacim ve yoğunluk birim kütle başına tanımlandığı gibi birim mol başına da tanımlanabilir. Saf maddenin özgül hacmi termodinamik tablolardan faydalanılarak bulunabilir. x kalitesindeki su buharının özgül hacmi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$v = x \cdot v_g + (1 - x) \cdot v_f (m^3/kg) \quad (2.2)$$

Formülde; v doymuş buharın özgül hacmi, v_g doymuş buharın özgül hacmi ve v_f doymuş sıvının özgül hacmidir. Benzer bir şekilde ıslak buharın özgül hacmi,

$$v = v_f + x \cdot v_{fg} (m^3/kg) \quad (2.3)$$

$$v = v_g - (1 - x) \cdot v_{fg} (m^3/kg) \quad (2.4)$$

formülleri kullanılarak ta hesaplanabilir. Çift indis fark için yani $v_{fg} = v_g - v_f$ için kullanılmıştır (Karakoç *et al.* 2012).

2.6.1.2 Enerji ve Entalpi

Doğa da enerji elektrik, kimyasal, mekanik, nükleer enerji gibi farklı biçimlerde yer alır. Sistemin ya da sistemlerin bünyelerinde sahip oldukları toplam enerji, bu enerjilerin toplamıdır ve "E" ile gösterilir.

$$E = U + KE + PE (kJ) \quad (2.5)$$

Burada U iç enerji, KE kinetik enerji ve PE potansiyel enerjidir.

İç Enerji

Bağımlı bir özelliktir. Maddenin içyapısıyla ilgilidir ve kütleyle bağlıdır.

Özgül iç enerji;

$$u = \frac{U}{m} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.6)$$

ifade edilir. Saf maddenin iç enerjisi termodinamik tablolardan faydalanılarak bulunabilir. x kalitesindeki buharın özgül iç enerjisi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$u = x \cdot u_g + (1 - x) \cdot u_f \text{ (kJ/kg)} \quad (2.7)$$

Formülde; u doymuş ıslak buharın özgül iç enerjisi, u_g doymuş buharın özgül iç enerjisi ve u_f doymuş sıvının özgül iç enerjisidir. Benzer bir şekilde ıslak buharın özgül iç enerjisi,

$$u = u_f + x \cdot u_{fg} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.8)$$

$$u = u_g - (1 - x) \cdot u_{fg} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.9)$$

formülleri kullanılarak da hesaplanabilir. Çift indis fark için yani $u_{fg} = u_g - u_f$ için kullanılmıştır.

Entalpi

Genel olarak sistemin toplam enerjisi olarak tanımlanır. U iç enerjisine sahip, V hacminde ve P basıncında ki bir sistemi başka bir boşluğa hareket ettirebilmek için gereken enerji miktarı PV enerjisinin toplamı olarak ta tanımlanabilir ve aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$H = U + PV \text{ (kJ)} \quad (2.10)$$

Entalpi'nin tanımında kullanılan her bir terim özellik olduğu için, entalpi de bir termodinamik (bağımlı) özelliktir. Özgül entalpi değerini bulmak için kütleyle bölünmesi gerekmektedir.

$$h = \frac{H}{m} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.11)$$

olur. Dolayısıyla,

$$h = u + Pv \text{ (kJ/kg)} \quad (2.12)$$

olur. Saf bir maddenin entalpisi, iç enerji ile aynı şekilde tablolar yardımıyla bulunur. Doymuş buharın entalpisi aşağıdaki formüller ile hesaplanabilir.

$$h = x \cdot h_g + (1 - x)h_f \text{ (kJ/kg)} \quad (2.13)$$

$$h = h_f + xh_{fg} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.14)$$

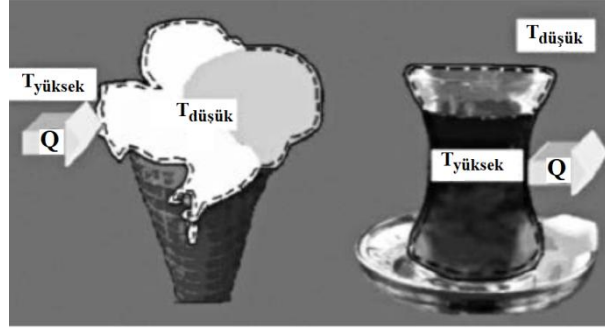
$$h = h_g - (1 - x)h_{fg} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.15)$$

Formülde; h buharın özgül entalpisi iken, h_g doymuş buharın özgül entalpisi ve h_f doymuş sıvının özgül entalpisi'dir (Karakoç *et al.* 2012).

2.6.1.3 Isı ve Sıcaklık

Isı

Isı, sıcaklık farkından dolayı bir kaynaktan başka bir kaynağa aktarılabilen bir enerji türüdür (Şekil 2.32) .



Şekil 2.31 Yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa ısı geçişi; dondurmanın erimesi, çayın soğuması.

Maddenin hal ve sıcaklığında değişmeye neden olan ısıdır. Örneğin; yaz aylarında elektrik telleri güneş ışınlarında ki ısıyı üzerine alarak uzar. Sıcak bir hacme bırakılan buz parçası sıcak hacimden ısı çekerek zaman içerisinde su haline dönüşür.

Sıcaklığı Δt kadar değişen bir maddeye verilen veya maddeden çekilen ısı miktarı Q ile gösterilir ve,

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t \text{ (kJ)} \quad (2.16)$$

ile ifade bulunabilir. Burada, Q ısıyı, m kütleyi, c özgül ısıyı, Δt ise sıcaklık değişimini ifade eder (Akdağ 2009).

Sistemin birim kütlesi için ısı iletimi q ;

$$q = \frac{Q}{m} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.17)$$

Sıcaklık

Sıcaklık bir ölçümdür. Diğer bir ifade ile madde içindeki moleküllerinin ortalama kinetik enerjilerinin bir ölçüsü olarak tanımlanabilir. Maddenin ulaşabildiği en düşük sıcaklık seviyesi mutlak sıcaklıktır ve $-273 \text{ }^\circ\text{C}$ veya 0 K 'dir. Mutlak sıcaklığa ulaşmış bir maddenin içinde ısı enerjisi olmadığından maddeyi daha fazla soğutmak imkânsızdır.

2.6.1.4 Isıl Verim

Bir ısı makinesinin ürettiği net iş miktarının, ısı makinesine verilen ısı miktarına oranıdır. η ile gösterilir ve,

$$\text{Isıl Verim} = \frac{\text{Alınan Net İş}}{\text{Verilen Isı Miktarı}} \quad \eta = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{verilen}}} \quad (2.18)$$

ile hesaplanabilir. Isı makinesine verilen ısı enerjisi ile ısı makinesinden atılan ısı enerjisi arasındaki fark yapılan net iş olarak tanımlanmaktadır ve W_{net} ile gösterilir.

$$W_{\text{net}} = Q_{\text{verilen}} - Q_{\text{çıkan}} \text{ (kJ)} \quad (2.19)$$

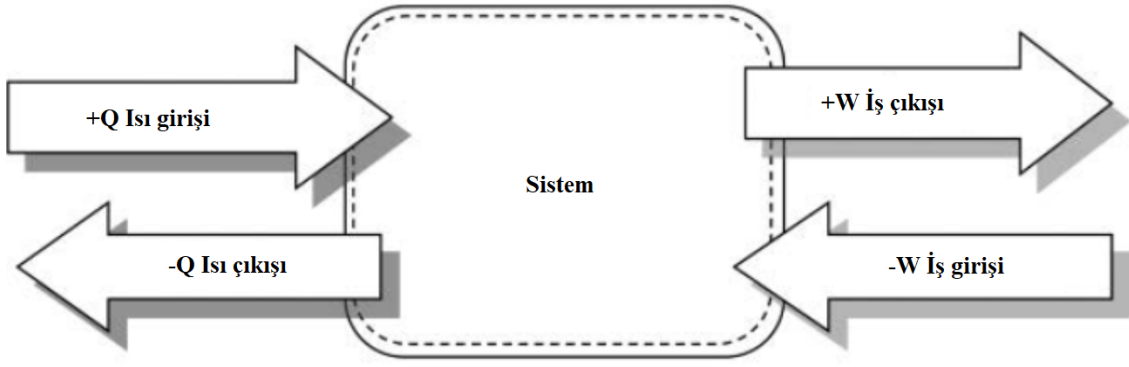
2.6.2 Termodinamiğin Sıfıncı Kanunu

İlk kez 1931 senesinde R.H. Fowler tarafından tanımlanan bu yasa, sıcaklık ve termal denge ile ilgili bir yasadır. Bu yasaya göre sıcaklıkları farklı herhangi iki sistem ve birbirine temas ettiğinde, ısı denge durumu sağlanana kadar yüksek sıcaklıkta ki sistemden düşük sıcaklıkta ki sisteme ısı geçişi gerçekleşir. Bu sistemlerden birisi üçüncü bir sistem ile ısı denge sağladığında, üç sistem birbiriyle denge durumuna geçmiş olur. Yasanın termodinamiğin birinci ve ikinci yasasından 50 yıl sonra bulunmuştur. Ancak bu yasalardan önce gelmesi gerektiği için sıfıncı yasa adını almıştır (Akdağ 2009).

2.6.3 Termodinamiğin Birinci Kanunu

Bu yasa enerjinin büyüklüğü ile ilgilidir. Bu yasaya göre bir hal değişimi sonucu enerji miktarı korunur ve enerji vardan yok edilemezken, yoktan var edilemez; yalnızca şekil değiştirebilir.

Analizlerde sisteme ısı girişi ve sistemden iş çıkışı olduğunda işaretler pozitif kabul edilir. Sistemden ısı çıkışı ve sisteme iş girişi olduğunda ise terimlerin işareti negatif olur (Şekil 2.33).



Şekil 2.32 Isı ve iş için işaret anlaşması.

Birinci yasa ifadesi, sisteme giren ve sistemden çıkan enerjilerin toplamının, sistemin enerjisindeki değişime eşit olduğunu gösterir. Dolayısıyla,

$$E_{\text{giren}} - E_{\text{çıkan}} = \Delta E \text{ (kJ)} \quad (2.20)$$

olur. Denklemde E_{giren} sisteme giren, $E_{\text{çıkan}}$ sistemden çıkan toplam enerjileri ve ΔE ise sistemin enerjisindeki (U, KE, PE, vb.) değişimi ifade eder (Karakoç *et al.* 2012).

2.6.4 Termodinamiğin İkinci Kanunu

19. yüzyılda Carnot, Lord Kelvin ve Clausius ısı enerjisiyle çalışan makineler üzerinde yaptıkları çalışmalar sonucunda, enerji türleri arasında bir hiyerarşi olduğunu ve bir hal değişimi sonucu bazı istikrarsızlıkların oluştuğunu görmüşlerdir. Termodinamiğin ikinci yasasının temelini ise bu hiyerarşi ve istikrarsızlıklar oluşturmuştur. Bu yasaya göre doğal ve kendiliğinden gerçekleşen tüm enerji geçişleri tersinmezdir. Ayrıca hal değişimi, sistemler arasında ki enerji farkının azalması yönünde gerçekleşir. Bir ısı makinasına verilen ısı enerjisinin tamamı hiçbir şekilde tamamen işe dönüştürülmesi mümkün değildir. Eddington'a göre ikinci yasa, daha öncesinde yapılmış herhangi bir gözlemlerle uyumlu olmaması durumunda dahi doğrudur. İkinci yasa ile örtüşmeyen bir gözlem ise olanaksızdır (Eddington 1948).

Bir termik santralde fosil yakıtların kimyasal enerjisinden elektrik elde edilmesi amacıyla sahip olduğu enerji ilk olarak ısı, sonra mekanik daha sonra elektrik enerjisine

dönüştürülür. Birinci yasaya göre bu işlemler sonucunda, toplam enerji miktarı değişmez. İkinci yasaya göre (entropi yasası) ise her dönüşümün sonucunda kayıplara bağlı olarak yoktan bir miktar düzensizlik (entropi) üretilir. Bu durum enerjinin kalitesini aşağıya çekerek tek yönlü bir değişime sebep olur. Enerjinin toplamı sabit kalmış olsa da kalitesi bir başka değişle faydalı kısmı (ekserji) sabit kalmaz. Dönüşüm sonucu yakıtın enerjisinin bir kısmı faydalı formdan (ekserji) faydasız forma (anerji) dönüşür. Başka bir ifadeyle yakıtın sahip olduğu kimyasal enerji hal değişimi sonucu %100 ısı, elektrik vb. enerji türlerine dönüşse dahi ekserjisinin %100 olarak dönüşmesi mümkün değildir. Bu durum ekserji yokoluşu olarak tanımlanır ve ikinci yasanın farklı bir yorumudur (Büyüktür 1989).

2.6.5 Termodinamiğin Üçüncü Kanunu

Bu yasa ile alakalı yapılan ilk çalışmalar Max Planck (1858 – 1947) ve W.H. Nernst (1864 – 1941) tarafından yapılan çalışmalardır. Yasa mutlak sıfır sıcaklığındaki maddenin entropisi ile alakalıdır. Bu yasaya göre, mükemmel bir kristalin, mutlak sıfır sıcaklığında entropisi sıfırdır. Başka bir ifade ile mutlak sıfır noktasına ($0\text{ K} = -273\text{ }^{\circ}\text{C}$) inilebilirse, bu sıcaklıkta ki tüm parçacıkların entropileri birbirine eşit olur. Ayrıca yasaya göre mutlak sıfır sıcaklığına ulaşmak imkânsızdır. Dolayısıyla sıcaklığın mutlak sıfır sıcaklığına yaklaşması durumunda hal değişimleri sıfıra yaklaşır. Bilim adamları, cisimlerin soğuması halinde atom ve moleküllerin titreşimlerini yavaş yavaş azalttıklarını, mutlak sıfır sıcaklığında ise tamamen durduklarını kabul etmişlerdir. Ancak daha sonra, atomların en düşük seviyede enerji seviyesi olduğunu ve bunun da sıfır olmadığını görmüşlerdir. Dolayısıyla maddelerin küçüğe olsa mutlak sıfır sıcaklığında bir miktar enerjinin var olduğu görülmüştür. Bu enerji, başka maddelerle paylaşılamaz, düzensizlik sayılamaz ve ısı olarak isimlendirilemezdir. Dolayısıyla mutlak sıfır sıcaklığı için yeni bir tanım yapılmıştır: Mutlak sıfır, kusursuz düzen durumu veya düzensizliğin yokluğudur (Akdağ 2009).

2.7 Ekserji

Termodinamikte ekserji, belli bir durumdaki sistemden kazanılabilecek maksimum iş (enerjinin iş potansiyeli), sistemin kapasitelerini görmek için kullanılmaktadır. Essergi, iş yeteneği, kullanılabilirlik, kullanılabilir enerji gibi birçok ismi olsa da Alman bilim adamı Rant ekserji ismini önermiş ve bu isim tüm dünya tarafından kabul görüp benimsenmiştir. Ekserji birçok sembol ile gösterilebilir. Bu semboller ϵ , Ξ , Φ , Ψ , E_x , E , B ve A olarak sıralanabilir.

Ekserjinin tam anlamıyla bir tarifini yapmak için, konu ile alakalı birkaç termodinamik kavramın iyi bilinmesi gereklidir. Teorik olarak, sistemden en fazla işin elde edilebilmesi, iki şarta bağlıdır: sistem başlangıç durumundan son durumuna, tümden tersinir hal değişimi ile getirilmeli ve son durumda çevre ile dengede (ölü hal) olmalıdır. Tümden tersinir hal değişiminde, kayıp yoktur. Bu durumda bir sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iş, tersinir iştir. Ancak elde edilebilecek en fazla iş, hal değişiminin tersinir olmasının yanında çevre koşullarıyla da ilişkilidir. Sistem ölü haldeyken, çevresiyle mekanik, kimyasal ve ısı dengede olduğu için herhangi bir şekilde etkileşim söz konusu değildir. Dolayısıyla ölü halde iş üretimi gerçekleşmez. Diğer bir tanım ise sınırlı ölü hal durumudur. Bu durumda sistem çevresi ile yalnızca mekanik ve ısı olarak dengededir.

Ekserji aynı zamanda sistemin bir halinden ölü haline doğru geçişinin bir ölçüsü olarak görülebilir. Bu yüzden, sistemin niteliğini belirlemede bir araç olarak kullanılmasının yanında farklı sistemlerin iş potansiyellerini kıyaslamak için de kullanılabilir. Sistemin ekserjisi, hal değişimi sonucunda azalmaktadır ve korunması imkânsızdır. Ekserjinin azalması, değişik sistemlerin karşılaştırılması bakımından bir ölçüt olarak alınabilmektedir (Eryener 2003).

Ekserji analizi, termik sistemlerin tasarımında ve analiz edilmesinde fayda sağlayacak etkili bir araçtır. Ekserji analizi sayesinde elde edilebilecek yüksek verim, direk işletme giderlerini azaltarak ekonomik katkı sağlayacaktır (Güzenge 2007).

2.7.1 Ekserji Bileşenleri

Ekserji, enerjinin tüm formları için ifade edilebilen bir özelliktir. Dolayısıyla, sistemin toplam ekserjisi, sistemin içerdiği değişik enerji potansiyelleri göz önüne alınarak hesaplanmaktadır. Elektrik, yüzey gerilmesi, manyetik ve nükleer gibi değişik enerji formlarının oluşumuna neden olabilecek özel durumların olmadığı düşünülürse, sistemin toplam ekserjisi E , potansiyel E_{pe} , kinetik E_{ke} , kimyasal E_{kimya} ve fiziksel E_{fizik} ekserjilerin toplamıdır (Solmaz 2013).

$$E_x = E_{xpe} + E_{xke} + E_{xkimya} + E_{xfizik} \quad (\text{kJ}) \quad (2.21)$$

Birim kütle için ekserji,

$$e_x = e_{xpe} + e_{xke} + e_{xkimya} + e_{xfizik} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.22)$$

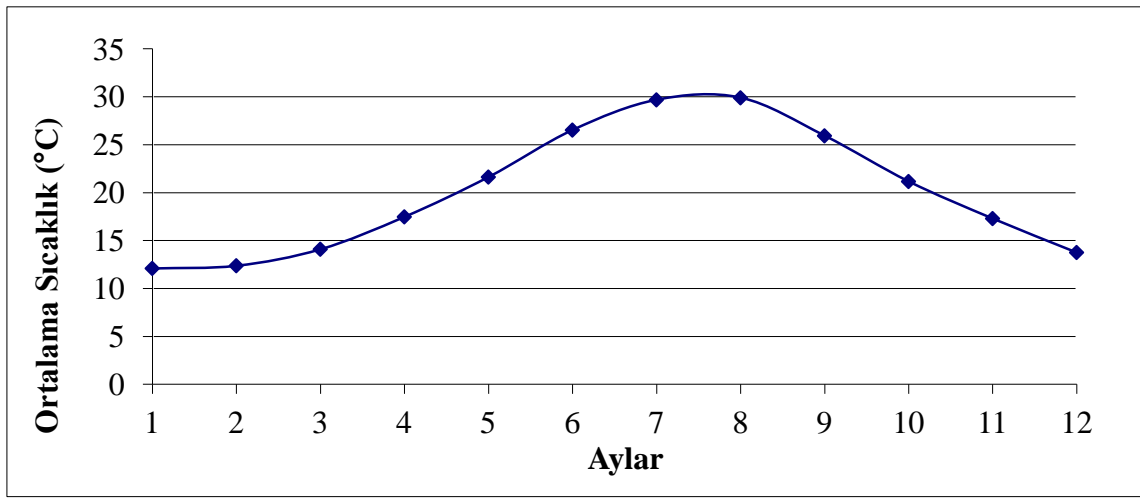
$$e_{ke} = \frac{1}{2}u^2 \quad (\text{m}^2/\text{s}^2) \quad (2.23)$$

$$e_{pe} = g \cdot z \quad (\text{m}^2/\text{s}^2) \quad (2.24)$$

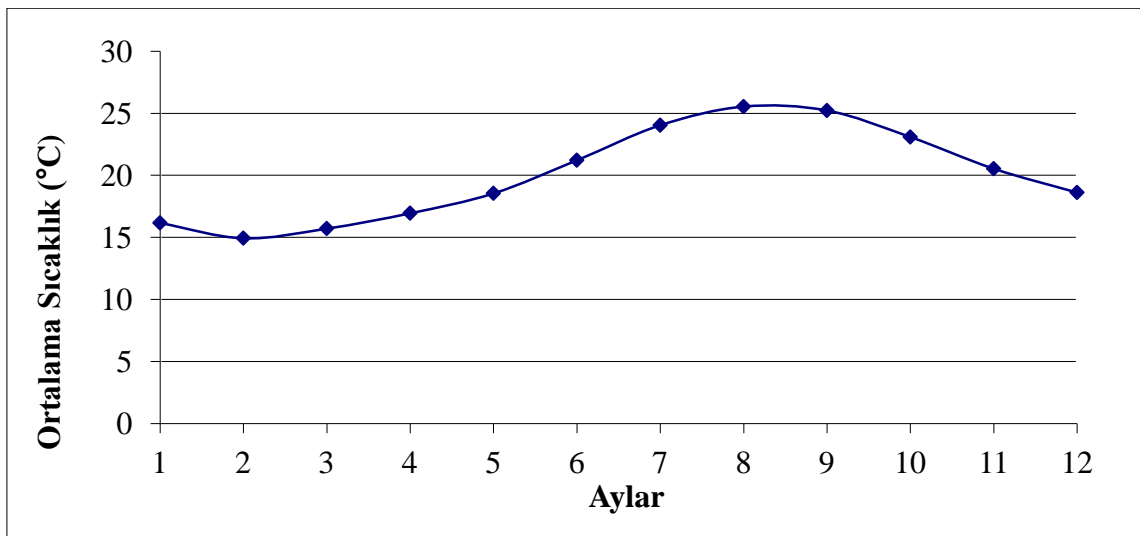
Yukarıdaki formüllerde z yükseklik ve V hız'dır. Soğutma sistemlerinde kimyasal reaksiyon olmamakta ve potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ise göz ardı edilmektedir. Dolayısıyla soğutma sistemleri için toplam ekserji, fiziksel ekserjiye eşittir (Solmaz 2013).

3. MATERYAL ve METOT

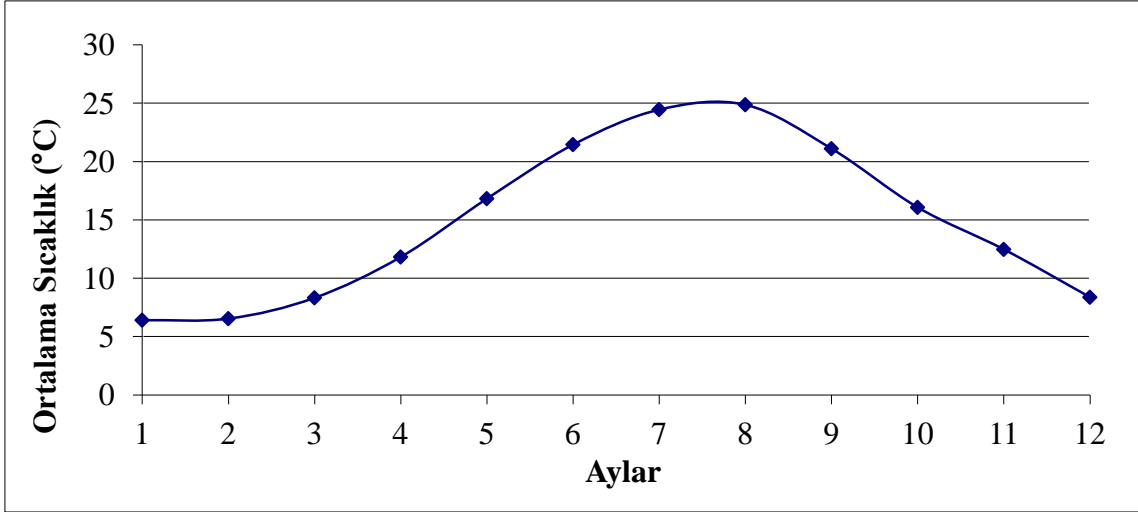
Bu çalışmada Bodrum ve İstanbul'da yer alan bir ofis için hava soğutmalı ve su soğutmalı VRV/VRF sistemi tasarlanmış ve VRV/VRF sistemlerini oluşturan ana elemanların ekserji analizi yapılmıştır. VRV/VRF sistemlerinin ekserji analizleri, Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nden alınan 2009-2014 yılları arasındaki meteorolojik veriler kullanılarak yapılmıştır. Şekil 3.1 ve 3.2'de Bodrum için ve Şekil 3.3 ve 3.4'te İstanbul için sırasıyla dış ortam sıcaklıkları ve deniz suyu sıcaklıkları verilmiştir.



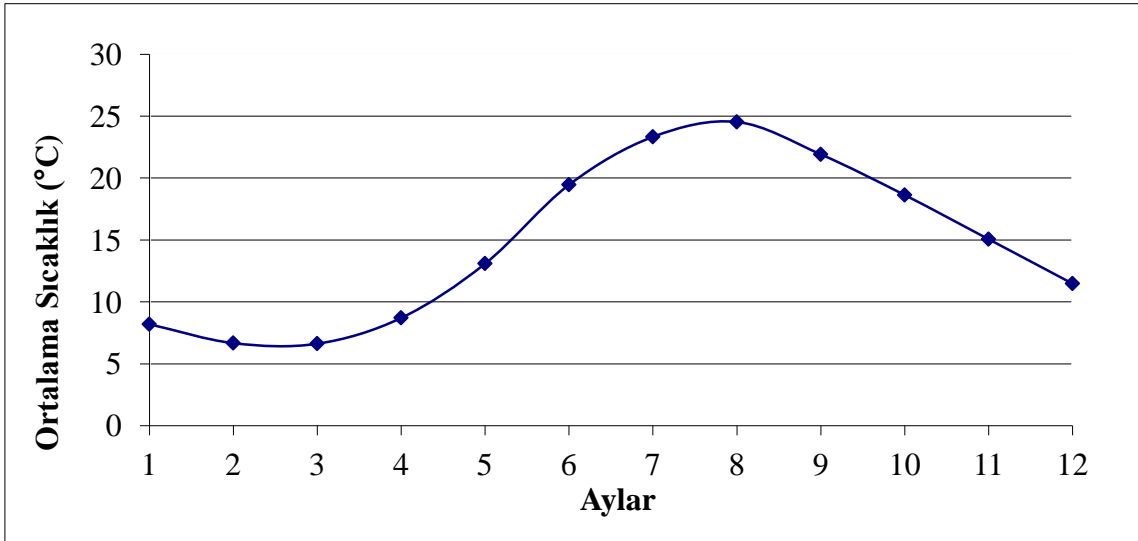
Şekil 3.1 Bodrum için 2009-2014 yılları arasında meteorolojik verilere göre dış ortam sıcaklıkları.



Şekil 3.2 Bodrum için 2009-2014 yılları arasında meteorolojik verilere göre deniz suyu sıcaklıkları.



Şekil 3.3 İstanbul için 2009-2014 yılları arasında meteorolojik verilere göre dış ortam sıcaklıkları.



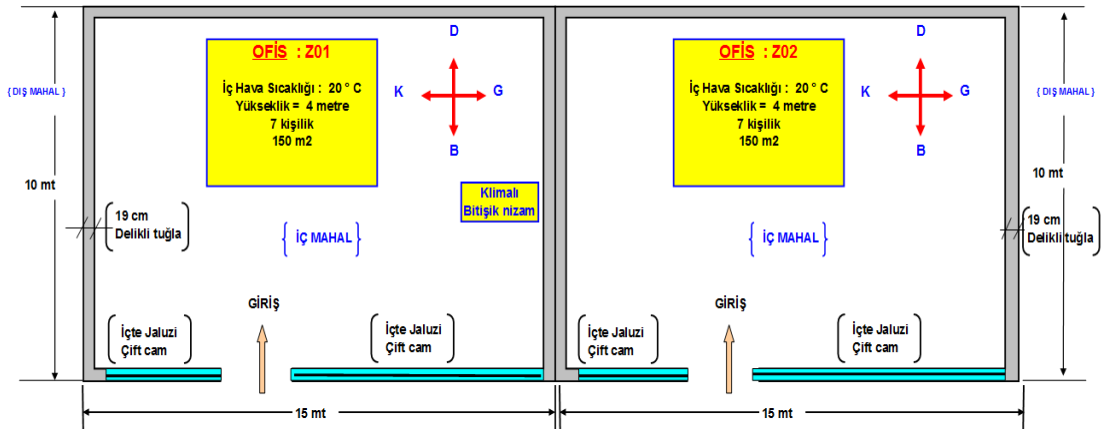
Şekil 3.4 İstanbul için 2009-2014 yılları arasında meteorolojik verilere göre deniz suyu sıcaklıkları.

Yaz sezonu ortam soğutması için belirlenen aylar Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarıdır.

3.1 VRV/VRF Sistemi Uygulanacak Ofisin Tasarlanması

Yapılan bu çalışmada baz alınan model ofislerin planı Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Ofislerin genel özellikleri şu şekildedir:

- Boyutları 15 m x 10 m x 4 m'dir.
- Ofisler buldukları binanın zemin katındadır.
- Ofislerin batı cephesinde Özel - Birleştirilmiş çift camlı pencere ve dış kapı (iki cam arası = 6 mm) bulunmaktadır. Bu alanlar için iç kısımdan ayrıca açık renkli jaluzi kullanılmıştır.
- Duvarlar beyaz renklidir.
- Batı yönüne bakan dış duvar 3 cm dış sıva, 20 cm'lik betonarme ve 2.5 cm iç sıvadan oluşmaktadır.
- Kuzey, Doğu ve Güney yönüne bakan dış duvarlar 3 cm dış sıva, 19 cm'lik delikli tuğla ve 2.5 cm iç sıvadan oluşmaktadır.
- Ofislerin altı bodrumdur ve iklimlendirilmemiş alandır. Ofislerin döşemeleri 3 cm şap + döşeme malzemesi, 15 cm betonarme ve 3 cm sıvadan oluşmaktadır.
- Ofislerin üstü düz çatıdır. Ofislerin tavanı 5 cm şap + su yalıtımı, 5 cm izole, 15 cm betonarme ve 2.5 cm sıvadan oluşmaktadır.



Şekil 3.5 Yaz ayında soğutulması planlanan ofisler.

3.2 Ofislerdeki Soğutma İhtiyacının Belirlenmesi

İklimlendirme cihazlarının seçiminde dikkat edilmesi gereken nokta, cihazların kullanılacağı ortamın türü ve kapasitesidir. Zira iklimlendirme cihazının kullanılacağı alandaki hesaplanmış kapasitenin altında bir kapasite seçilmesi durumunda (\pm %5 tolerans dışında) ekonomik ve zaman olarak sorunların doğması kaçınılmazdır. Benzer şekilde iklimlendirme cihazının kullanılacağı alandaki hesaplanmış kapasitenin üzerinde

bir kapasite seçilmesi durumunda (\pm %5 tolerans dışında) ise hem yatırım maliyeti artmış olacak hem de elektrik sarfiyatında bir artışa neden olacaktır. Bu nedenle en doğru sonucu almak amacıyla ısı yüklerinin hesaplanmasında Işınım zaman yöntemi kullanılmıştır.

İklimlendirme cihazının seçimini yapmak için baz alınan model ofislerin yapı bileşenlerine, toplam ısı iletim katsayılarına, pencerelere ait güneş radyasyonu ısı kazançlarına, cam, perde ve jaluzi için güneş radyasyonu ısı kazançlarına tatbik edilecek olan düzeltme faktörlerine, radyasyon ve transmisyon ile ısı kazançlarına, insanlardan gelen duyulur ve gizli ısı kazançlarına, ortalama aydınlatma yüklerine, cihazların yaydığı ısı miktarlarına, insanlardan gelen toplam gizli ısı kazancına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ihtiyaçlar için dört farklı ay için her iki ilde her iki ofisin dataları elde edilmiştir, İstanbul şartlarında Z-01 ofisinin bahsedilen değerleri aşağıdaki çizelgelerde örnek olarak verilmiştir.

Çizelge 3.1 Ofis Z-01 yapı bileşenlerinin net alanları.

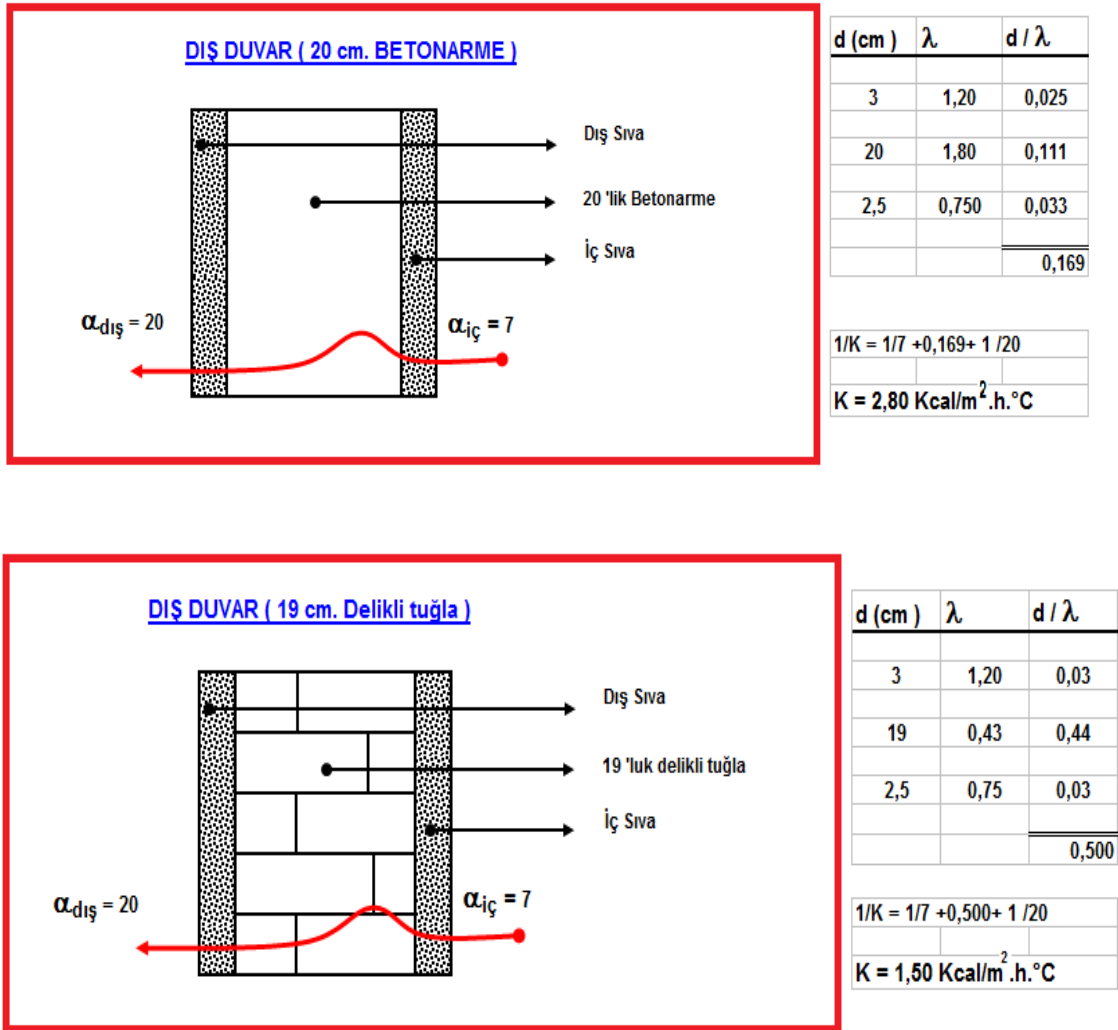
ALAN HESABI								
Cinsi	Yön	Genişlik (m)	Yükseklik (m)	Alan (m ²)	Adet	Toplam Alan (m ²)	Çıkan Alan (m ²)	Net Alan (m ²)
								a
ÇCP	B	15.0	3.0	45	1	45.0		45.0
DD	B	15.0	4.0	60	1	60.0	45.0	15.0
DD	K	10.0	4.0	40	1	40.0		40.0
DD	D	15.0	4.0	60	1	60.0		60.0
Döş	-	15.0	10.0	150	1	150.0		150.0
Çatı	-	15.0	10.0	150	1	150.0		150.0

Ofisi oluşturan yapı bileşenlerinden çift camlı pencere için ısı iletim katsayısı (K) Çizelge 3.2'de verilmiştir. Bu tablo üzerinden K değeri 2.8 Kcal/m².h.°C okunur.

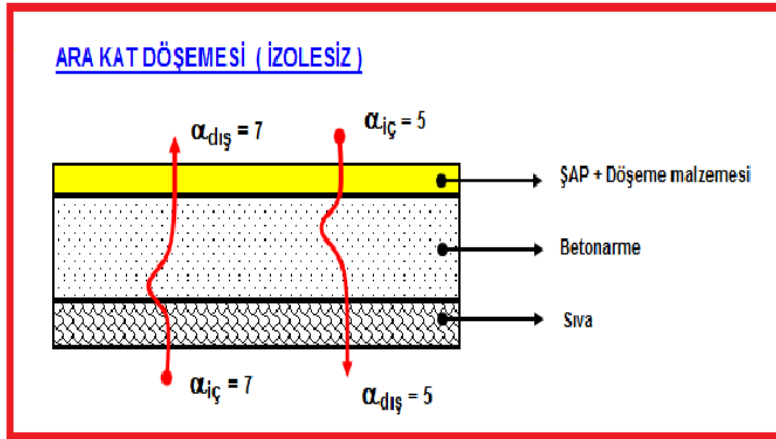
Çizelge 3.2 Pencere ve kapılar için (K) toplam ısı iletim katsayıları.

AHŞAP PENCERE ve KAPILAR		K
Basit – Tek camlı pencere veya dış kapı		4.5
Özel – Birleştirilmiş çift camlı pencere ve dış kapı (iki cam arası 6 mm)		2.8
Özel – Birleştirilmiş çift camlı pencere ve dış kapı (iki cam arası 12 mm)		2.5
Camsız dış kapı		3.0
Bitişik (mutlak) çift kanatlı pencere ve dış kapı		2.2
Kasalı çift kanatlı pencere ve dış kapı		2.2

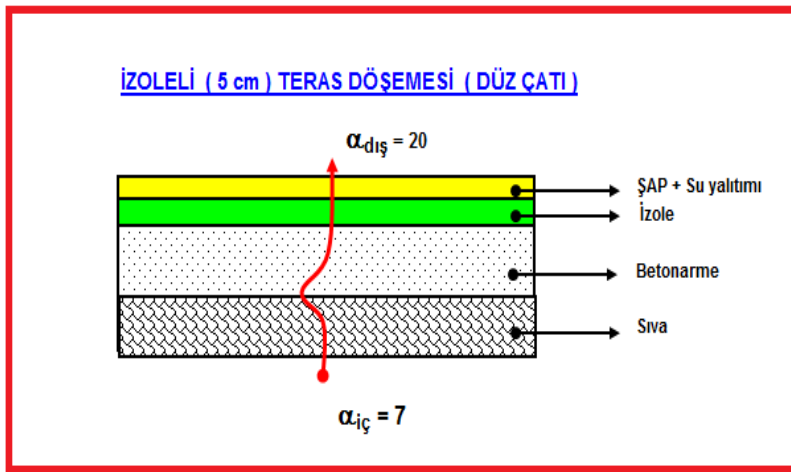
Ofisi oluşturan diğer yapı malzemeleri duvarlar, döşeme ve tavan için yapılmış olan hesaplamalar sonucunda Şekil 3.6’da ki K değerleri hesaplanmıştır.



Şekil 3.6 Duvarlar, döşeme ve tavan için bulunan K değerleri.



d (cm)	λ	d / λ
3	1,20	0,03
15	1,80	0,08
3	0,75	0,04
		0,148333
$1/K = 1/7 + 0,148 + 1/7$		
$K = 2,30 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ ↑		
$1/K = 1/5 + 0,148 + 1/5$		
$K = 1,82 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ ↓		



d (cm)	λ	d / λ
5	1,20	0,041667
5	0,034	1,470588
15	1,80	0,083333
2,5	0,75	0,033333
		1,629
$1/K = 1/7 + 1,629 + 1/20$		
$K = 0,50 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$		

Şekil 3.6(devam) Duvarlar, döşeme ve tavan için bulunan K değerleri.

Bulunan K değerleri, transmisyon ile ısı kazancının hesaplanmasında kullanılmıştır.

Radyasyon ile ısı kazancının hesaplamasında dikkat edilmesi gereken iki nokta vardır. Birincisi, projelendirme saati, ikincisi ise düzeltme faktörüdür. Ofis penceresi batı yönüne baktığından ve pik yük saati 16:00 olduğundan dolayı projelendirme saati, 16:00 olarak belirlenmiştir. Bu saate göre Çizelge 3.3'ten güneş yükü değeri $438 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$ olarak okunmuştur.

Çizelge 3.3 Pencereleere ait güneş radyasyonu ısı kazançları (Kcal/m².h) (İnt. Kyn. 4).

Yönler	SAAT												
	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
Kuzey	87	54	32	35	38	38	38	38	38	35	32	54	87
K. Doğu	319	360	302	198	81	38	38	38	38	35	32	27	16
Doğu	341	435	438	385	256	119	38	38	38	35	32	27	16
G. Doğu	138	237	294	300	268	192	92	38	38	35	32	27	16
Güney	16	27	32	51	94	119	145	94	94	51	32	27	16
G. Batı	16	27	32	35	38	38	92	268	268	300	294	237	138
Batı	16	27	32	35	38	38	38	256	256	384	438	435	341
K. Batı	16	27	32	35	38	38	38	81	81	198	302	360	319
Yatay	83	222	362	484	568	628	641	568	568	484	362	222	83

Tasarımı yapılan ofisin camı önünde açık renkli bir jaluzi olduğundan düzeltme faktörü uygulanmalıdır. Bu faktör Çizelge 3.4'ten 0.50 olarak okunmuştur (İnt. Kyn. 4).

Çizelge 3.4 Cam, perde ve jaluzi için güneş radyasyonu ısı kazançlarına tatbik edilecek olan düzeltme faktörleri.

Cinsi	Düzeltilme Faktörü
Normal cam	1.00
Normal cam – içte jaluzi – açık renk	0.60
Normal cam – içte jaluzi – koyu renk	0.75
Normal cam – içte perde – açık renk	0.60
Normal cam – içte perde – koyu renk	0.75
Normal cam – dışta jaluzi	0.20
Normal cam – dışta pancur	0.20
Normal cam – dışta tente	0.20
Çift cam	0.90
Çift cam – içte jaluzi – açık renk	0.50
Çift cam – içte jaluzi – koyu renk	0.65
Çift cam – içte perde – açık renk	0.50
Çift cam – içte perde – koyu renk	0.65
Çift cam – dışta jaluzi	0.20
Çift cam – dışta pancur	0.20
Çift cam – dışta tente	0.20
Renkli (reflektif) cam	0.60

Bu noktaya kadar elde edilen veriler ile Z-01 no’lu ofis için radyasyon ve transmisyon ile ısı kazançları hesaplanmış ve Çizelge 3.5’te gösterilmiştir.

Çizelge 3.5'te bulunan radyasyon ve transmisyon ile ısı kazançları duyulur ısılar olup, ofis içerisinde ki insanlardan, aydınlatmadan ve bilgisayar, televizyon, fotokopi makinesi gibi cihazlardan olan ısılarda duyulur ısılardır. Tasarlanan ofiste toplam 7 kişinin çalıştığı kabul edilmiştir. Çizelge 3.6'da faaliyet durumlarına göre kişi başına düşen duyulur ve gizli ısı kazançları verilmiştir ve tablo üzerinden kişi başına 70 Kcal/h duyulur ve gizli ısı kazanç değeri okunmuştur.

Çizelge 3.6 İnsanlardan gelen duyulur ve gizli ısı kazançları (kişi başına) (Kcal/h) (İnt. Kyn. 4).

FAALİYET DURUMU	Duyulur ısı	Gizli ısı
	Kcal/h	Kcal/h
Bankalar	75	70
Barlar	95	150
Diskotekler	95	150
Dükkânlar	70	60
Konutlar	70	60
Mağazalar	70	60
Ofisler	70	60
Okullar	70	40
Oteller	70	60
Restaurantlar	80	80
Sinemalar	70	40
Spor oyun salonları	150	275
Spor seyir salonları	95	150
Tiyatrolar	70	40
Toplantı salonları	70	60
Hafif tezgâh çalışması – Fabrika ve atölyeler	55	130
Orta tezgâh çalışması – Fabrika ve atölyeler	75	175
Ağır tezgâh çalışması – Fabrika ve atölyeler	115	245

Tasarlanan ofis toplam 150 m²'dir. Bu alan içerisinde aydınlatmadan gelen ortalama duyulur ısı yükü Çizelge 3.7'de çeşitli ortamlar için cinsinden verilmiştir.

Çizelge 3.7 Çeşitli ortamlar için m² başına ortalama aydınlatma duyulur yükleri.

Çeşitli Mahaller İçin m² Başına	W/m²
Ortalama Aydınlatma Yükleri	
Konutlar, otel odaları	20
Ofisler, konferans salonları	30-50
Mağazalar, showroomlar	100-150
Süpermarketler (Yiyecek bölümü)	60-80
Süpermarketler (Avize bölümü)	600-900
Süpermarketler (Elektronik eşya)	300-500

Tasarlanan ofiste 7 adet bilgisayar, 2 adet fotokopi makinesi ve 1 adette televizyon bulunmaktadır. Cihazlardan gelen ısı değerleri Çizelge 3.8’de bu cihazlar için dikkate alınması gereken katsayılar verilmiştir.

Çizelge 3.8 Çeşitli cihazların yaydığı duyulur ısı miktarları.

Çeşitli Cihazların Yaydığı Isı Miktarları	W/adet
Bilgisayar	116
Fotokopi Makinası	290
Televizyon	200
Ütü	500
Buzdolabı	175

Çizelge 3.9’da ofis içerisinde insanlardan, aydınlatmadan ve cihazlardan gelen toplam duyulur ısı kazancı gösterilmiştir.

Çizelge 3.9 Z-01 numaralı ofisin insanlardan, aydınlatmadan ve cihazlardan gelen toplam duyulur ısı kazancı.

ODA- DİĞER DUYULUR ISI KAZANÇLARI					
İnsanlardan duyulur ısı kazancı	İnsan sayısı x Emsal	7 kişi	Kişi	x 70	Kcal/h.kişi -DUYULUR = 490
Aydınlatma duyulur ısı kazancı	Wh x n x Em. x 0.860	6000	Wh	x 1 adet	x 0.25 Emmiyet 0.860 = 1290
Diğer aletlerden duyulur ısı kazancı	Wh x n x 0.860	1592	Wh	x 1 adet	x 0.860 = 1369
DUYULUR ISI TOPLAMI					= 3149

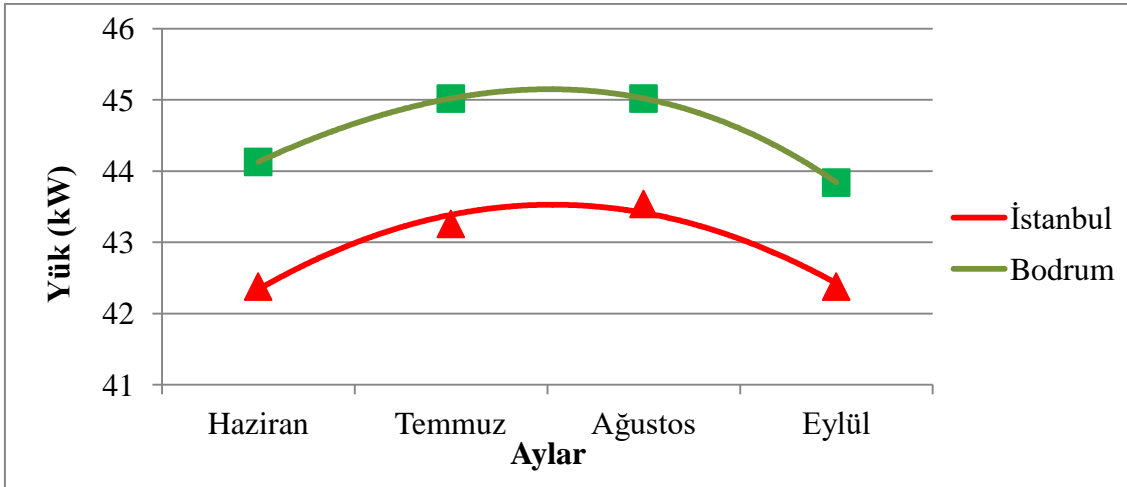
Tasarlanan ofiste insanlardan gelen gizli ısı kazancı söz konusudur. Çizelge 3.6'dan insan başına gizli ısı kazancının ofis şartları için 60 Kcal/h olduğu okunmuştur. Bu veriden hareketle ofisin insanlardan gelen gizli ısı kazancı Çizelge 3.10'da verilmiştir.

Çizelge 3.10 Z-01 numaralı ofisin insanlardan gelen toplam gizli ısı kazancı.

ODA – GİZLİ ISI KAZANCI								
İnsanlardan	İnsan							
Gizli ısı	sayısı x	7 kişi	kişi	x	60	Kcal/h.kişi.	=	
Kazancı	Emsal					-GİZLİ	420	
GİZLİ ISI TOPLAMI							=	420

Yapılan hesaplamalar sonucunda İstanbul şartlarında Haziran ayı için Z-01 no'lu ofisin toplam soğutma kapasitesi 18 101 Kcal/h (21 047 kW) olarak bulunmuştur.

Bu şartlarda yapılan ısı kazanç hesaplamaları Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Her iki ofis tek bir VRV/VRF sistemi ile soğutulacağından bizim için önemli olan her iki ofisin toplam ısı kazancıdır. Bu nedenle her iki ofisin ısı kazancı toplanarak tek bir grafikte gösterilmiştir.



Şekil 3.7 İstanbul ve Bodrum için soğutma yapılan aylardaki ısı yükü ihtiyacı.

3.3 Genel Analiz

Enerji ve ekserji verimlilikleri, ısı girişi ve ekserji yıkım hızının bulunması için kütle, enerji ve ekserji balansı uygulanmıştır. Genel kabul görmüş kütle balansı aşağıdaki gibi formüle edilebilir (Elbir 2010).

$$\sum \dot{m}_{giriş} = \sum \dot{m}_{çıkış} \quad (3.1)$$

Formülde ki \dot{m} kütle akış hızını ifade etmektedir, alt indisler ise madde girdi ve çıktılarını göstermektedir. Enerji ve ekserji balansları aşağıdaki şekilde formüle edilebilir (Elbir 2010).

$$\dot{E}_{giriş} = \dot{E}_{çıkış} \quad (\text{kW}) \quad (3.2)$$

$$\dot{E}_{xyıkım} = \dot{E}_{xgiriş} - \dot{E}_{xçıkış} \quad (\text{kW}) \quad (3.3)$$

Sistemde kullanılacak olan soğutucu akışkan (refrigerant) özgül akış ekserjisi aşağıdaki gibi formüle edilebilir (Elbir 2010).

$$\dot{e}_{xref} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.4)$$

Formüldeki s entropiyi ve h ise entalpiyi ifade etmekte, sıfır alt indisi ise referans (ölü) haldeki özellikleri göstermektedir. Ekserji miktarı da aşağıdaki şekilde gösterilebilir (Elbir 2010).

$$\dot{E}_x = \dot{m} \cdot (\dot{e}_x) \quad (\text{kW}) \quad (3.5)$$

Sistemdeki kondanser-evaporatör (HE, ısı değiştiricisi) ve pompada ki ekserji yıkımları aşağıdaki gibi formüle edilebilir (Elbir 2010).

$$\dot{E}_{xyıkım,HE} = \dot{E}_{xgiriş} - \dot{E}_{xçıkış} \quad (\text{kW}) \quad (3.6)$$

$$\dot{E}_{xyıkım,pompa} = -\dot{W}_{pompa} - (\dot{E}_{xçıkış} - \dot{E}_{xgiriş}) \quad (\text{kW}) \quad (3.7)$$

Yukarıdaki formülde \dot{W}_{pompa} pompa gücünü ifade etmektedir.

3.4 VRV/VRF Sisteminin Ekserji Analizi

Analizler için başlangıç şartları aşağıdaki gibidir:

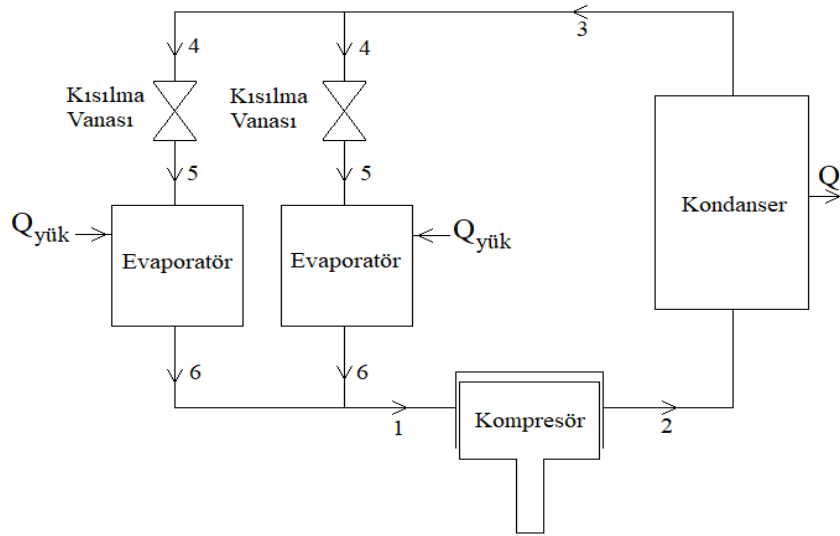
- Proseslerin tümü kararlı haldedir, kinetik ve potansiyel enerjilerin önemsenmediği kararlı akış hali mevcuttur. Kimyasal reaksiyon yoktur.
- Sürtünmeler ve sistemi birleştiren borular içerisindeki ısı transferi ve soğutucu basınç kayıpları, boru mesafelerinin kısa olması sebebiyle ihmal edilmiştir.
- Soğutucu akışkan olarak R-410A kullanılmış, soğutucu taraf akışkanı (R-410A akışkanını soğutan soğutucu) olarak, hava ile soğutmalı sistemler için ideal hava; su ile soğutmalı sistemler için saf su olarak seçilmiştir.
- Su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde soğutucu akışkan saf suyu soğutmak için deniz suyu kullanılmıştır.
- VRV/VRF sistemi iki iç ünite ve bir dış üniteden oluşmaktadır.
- Sistemde kaçak olmadığı, akışkanın kütlelerinin sabit kaldığı ve soğutucu akışkan içine kompresör yağı gibi herhangi bir akışkanın sızmadığı kabul edilmiştir.
- Kondanser çıkışında soğutucu akışkan her bir iç üniteye aynı debide ve kondanser çıkış koşullarında dağılmakta; evaporatör çıkışlarında ise her bir soğutucu akışkan kompresöre girmeden önce evaporatör çıkış koşullarında birleşmektedir.
- Soğutulan ortamların sıcaklıkları 20 °C’de sabit tutulmuştur.
- Hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerin etkinlik katsayısı 4.05 iken; su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerin etkinlik katsayısı 5.62’dir.
- Su ile soğutmalı VRV/VRF sisteminde saf suyu sirküle ettiren pompanın gücü her durum için 0.015 kW olarak kabul edilmiştir.

Analizler hava ve su soğutmalı olmak üzere iki bölümde yapılmıştır.

3.4.1 Teorik Hava Soğutmalı VRV/VRF Sistemin Ekserji Analizi

Teorik hava soğutmalı VRV/VRF sistemin şematik olarak Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Komresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan kondanserde üzerindeki ısı enerjisinin bir kısmını sabit basınçta soğuk atmosfer havasına aktarır ve soğuyarak kondanseri

terkeder. Atmosfer havası, bir fan yardımı ile üzerine aldığı enerji ile tekrar atmosfere gönderilir. Yoğuşan soğutucu akışkanın basıncı henüz yüksektir. VRV/VRF sisteminde birden çok iç ünite olduğu için soğutucu akışkan iç ünitelere eşit kütleli debide ve kondanser çıkış koşullarında dağıtılmaktadır. Kısılma valfine yüksek basınçta giren soğutucu akışkan kısılarak basıncı düşürülür ve tamamen doymuş sıvı haline gelir. Daha sonra evaporatöre gelen akışkan soğutulan ortamdan ısı çekerek tamamen doymuş buhar haline gelir ve bir çevrim tamamlanarak soğutma işlemi gerçekleşmiş olur.



Şekil 3.8 Teorik hava soğutmalı VRV/VRF sisteminin şematik gösterimi.

Hava soğutmalı VRV/VRF sisteminin ekserji analizi için gereken her bir temel elemana ait kütle, enerji ve ekserji balans formülleri aşağıda verilmiştir.

Kompresör için;

1) Kütle balansı:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{ref} \text{ (kg/s)} \quad (3.8)$$

2) Enerji balansı:

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \text{ (kW)} \quad (3.9)$$

3) Ekserji balansı:

$$\dot{E}_{\text{xyıkım,komp}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \dot{e}_{x_1} + \dot{W}_{\text{komp}} - \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \dot{e}_{x_2} \quad (\text{kW}) \quad (3.10)$$

$$\dot{e}_{x_1} = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.11)$$

$$\dot{e}_{x_2} = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.12)$$

Kondanser için:

1) Kütle balansı \dot{m}_a atmosfer havasının kütleli debisi olmak üzere:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{\text{ref}} \quad (\text{kg/s}) \quad (3.13)$$

2) Enerji balansı:

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_2 - h_3) \quad (\text{kW}) \quad (3.14)$$

3) Ekserji balansı:

$$\dot{E}_{\text{xyıkım,kond}} = \dot{m}_{\text{ref}}(\dot{e}_{x_2} - \dot{e}_{x_3}) + T_0 \frac{\dot{Q}_{\text{kond}}}{T_{\text{kond}}} \quad (\text{kW}) \quad (3.15)$$

$$\dot{e}_{x_2} = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.12)$$

$$\dot{e}_{x_3} = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.16)$$

Kısılma vanası için:

1) Kütle balansı:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{2} \quad (\text{kg/s}) \quad (3.17)$$

2) Enerji balansı:

$$h_3 = h_4 = h_5 \text{ (kJ/kg)} \quad (3.18)$$

3) Ekserji balansı:

$$\dot{E}_{x_{y_{1kım,vana}}} = \dot{m}_4 (\dot{e}_{x_4} - \dot{e}_{x_5}) \text{ (kW)} \quad (3.19)$$

$$\dot{e}_{x_4} = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad (3.20)$$

$$\dot{e}_{x_5} = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad (3.21)$$

Evaporatör için:

1) Kütle balansı:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \frac{\dot{m}_{ref}}{2} \text{ (kg/s)} \quad (3.22)$$

2) Enerji balansı:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{yük} = \dot{m}_5(h_6 - h_5) \text{ (kW)} \quad (3.23)$$

3) Ekserji balansı, T_r sıcaklığı soğutulan ortamın sıcaklığı olmak üzere:

$$\dot{E}_{x_{y_{1kım,evap}}} = \dot{m}_5(\dot{e}_{x_5} - \dot{e}_{x_6}) + T_0 \frac{\dot{Q}_{yük}}{T_r} \text{ (kW)} \quad (3.24)$$

$$\dot{e}_{x_5} = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad (3.21)$$

$$\dot{e}_{x_6} = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad (3.25)$$

Kompresör için;

1) Kütle balansı:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{\text{ref}} \text{ (kg/s)} \quad (3.8)$$

2) Enerji balansı:

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_2 - h_1) \text{ (kW)} \quad (3.9)$$

3) Ekserji balansı:

$$\dot{E}_{\text{xyıkım,komp}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \dot{e}_{x_1} + \dot{W}_{\text{komp}} - \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \dot{e}_{x_2} \text{ (kW)} \quad (3.10)$$

$$\dot{e}_{x_1} = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad (3.11)$$

$$\dot{e}_{x_2} = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad (3.12)$$

Kondanser için:

1) Kütle balansı \dot{m}_w soğutucu saf su kütleli debisi olmak üzere:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{\text{ref}} \text{ (kg/s)} \quad (3.13)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_w \text{ (kg/s)} \quad (3.26)$$

2) Enerji balansı:

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_2 - h_3) \text{ (kW)} \quad (3.14)$$

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \dot{m}_w(h_8 - h_7) \text{ (kW)} \quad (3.27)$$

3) Ekserji balansı:

$$\dot{E}_{x_{yıkım,kond}} = \dot{m}_{ref}(\dot{e}_{x_2} - \dot{e}_{x_3}) + \dot{m}_w(\dot{e}_{x_7} - \dot{e}_{x_8}) \quad (\text{kW}) \quad (3.28)$$

$$\dot{e}_{x_2} = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.12)$$

$$\dot{e}_{x_3} = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.16)$$

$$\dot{e}_{x_7} = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.29)$$

$$\dot{e}_{x_8} = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.30)$$

Kısılma vanası için:

1) Kütle balansı:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \frac{\dot{m}_{ref}}{2} \quad (\text{kg/s}) \quad (3.17)$$

2) Enerji balansı:

$$h_3 = h_4 = h_5 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.18)$$

3) Ekserji balansı:

$$\dot{E}_{x_{yıkım,vana}} = \dot{m}_4(\dot{e}_{x_4} - \dot{e}_{x_5}) \quad (\text{kW}) \quad (3.19)$$

$$\dot{e}_{x_4} = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.20)$$

$$\dot{e}_{x_5} = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.21)$$

Evaporatör için:

1) Kütle balansı:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \frac{\dot{m}_{ref}}{2} \quad (\text{kg/s}) \quad (3.22)$$

2) Enerji balansı T_r oda sıcaklığı olmak üzere:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{yük} = \dot{m}_5(h_6 - h_5) \quad (\text{kW}) \quad (3.23)$$

3) Ekserji balansı:

$$\dot{E}_{x_{yıkım, evap}} = \dot{m}_5(\dot{e}_{x_5} - \dot{e}_{x_6}) + T_0 \frac{\dot{Q}_{yük}}{T_r} \quad (\text{kW}) \quad (3.24)$$

$$\dot{e}_{x_5} = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.21)$$

$$\dot{e}_{x_6} = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.25)$$

Tank için:

1) Kütle balansı \dot{m}_w saf su kütleli debisi olmak üzere:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_w \quad (\text{kg/s}) \quad (3.31)$$

2) Enerji balansı:

$$\dot{Q}_{tank} = \dot{m}_w(h_8 - h_9) \quad (\text{kW}) \quad (3.32)$$

3) Ekserji Balansı:

$$\dot{E}_{x_{yıkım, tank}} = \dot{m}_w(\dot{e}_{x_8} - \dot{e}_{x_9}) + T_0 \frac{\dot{Q}_{tank}}{T_0} \quad (\text{kW}) \quad (3.33)$$

$$\dot{e}_{x8} = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.30)$$

$$\dot{e}_{x9} = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.34)$$

3.5 Amortisman Süresinin Hesaplanması

Su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerine göre yalnızca etkinlik katsayıları değil aynı zamanda maliyetleri de yüksektir. Ancak su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin etkinlik katsayılarının yüksek olması, prizden daha az güç çektikleri anlamına geldiğinden, su ile soğutmalı VRV/VRF sistemleri hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemi ile arasındaki maliyet farkını amorti edebilir. Dolayısıyla su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin amortisman süresinin de hesaplanması gerekmektedir. Hesaplama için gereken bilgiler aşağıda verilmiştir.

- Elektriğin birim fiyatı 0.4152 ₺/kWh'tır.
- Su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin çalışması için prizden çekilen güç miktarı 7,015 kW iken; hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin çalışması için prizden çekilen güç miktarı 13 kW'tır.
- Su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin maliyeti 117 643 ₺ iken; hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin maliyeti 97 845 ₺'dir.
- Klima sistemlerinin ofislerde günde 11 saat, haftada 6 gün, ayda 4 hafta, yılda 4 ay boyunca çalıştığı kabul edilmiştir.

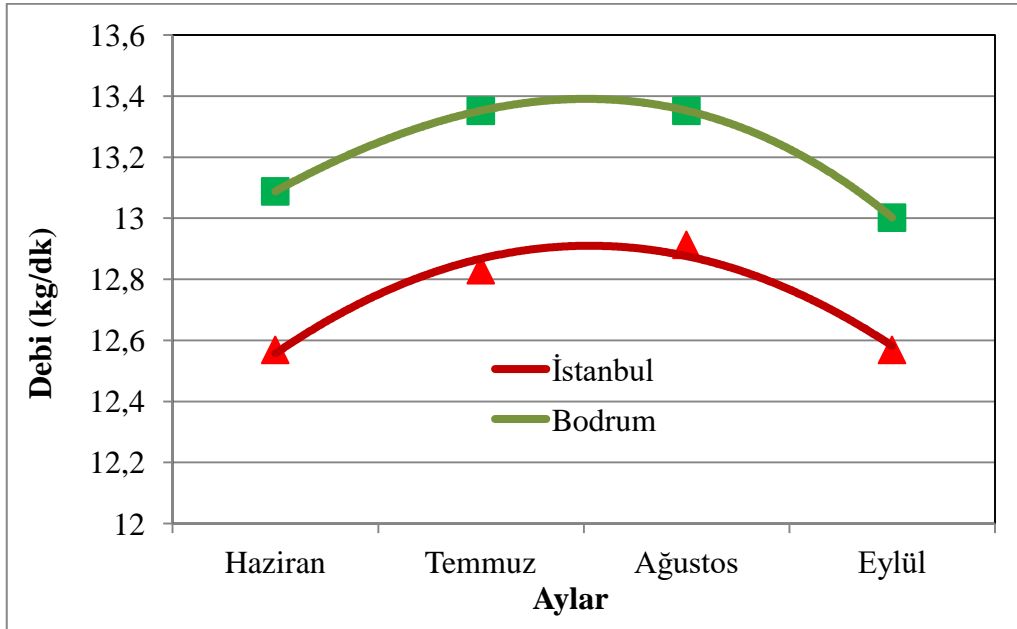
Verilen koşullar altında su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin amorti süresi aşağıdaki formül ile hesaplanabilir;

Amortisman süresi = (Sistemler arası maliyet farkı) / (Elektrik birim fiyatı x Sistemler arası prizden çekilen güç miktarı farkı)

4. ANALİZ SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

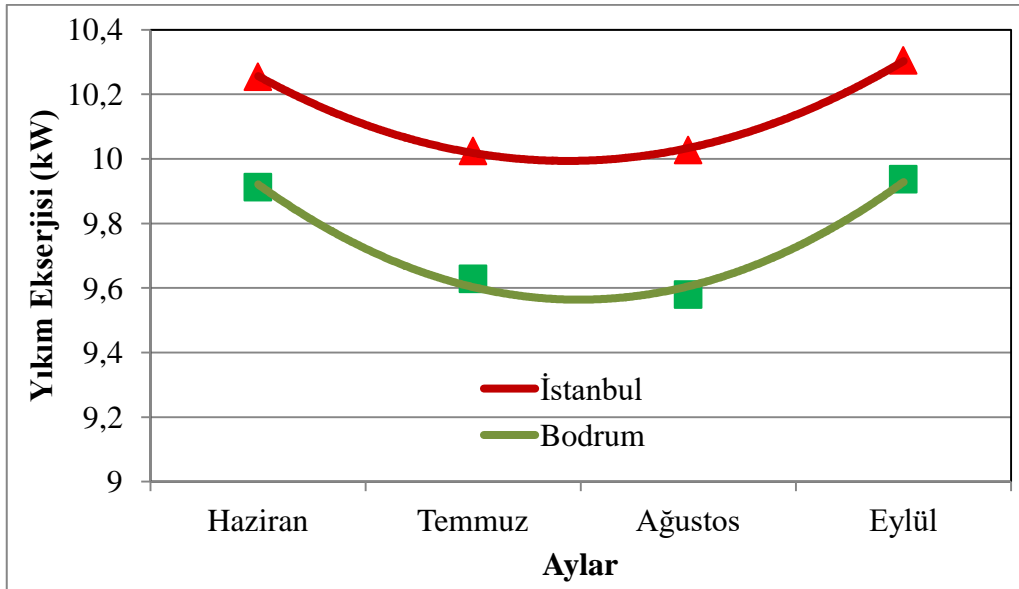
Sistemlerin ekserji analizlerinin yapılabilmesi için İstanbul ve Bodrum'da var olduğu düşünülen iki ofis referans alınmıştır. Ofislerin buldukları şehrin yıl içindeki meteorolojik verilerine göre ısı yük ihtiyaçları belirlenmiş, yaz aylarında 20 °C sıcaklıkta kalmaları için hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı olmak üzere iki VRV/VRF sistemi tasarlanmıştır. Aynı koşullarda ki soğutma sistemlerinin farklı çevre koşullarından dolayı yıkım ekserjileri ve soğutucu akışkanın debileri karşılaştırılmıştır.

Şekil 4.1'de İstanbul ve Bodrum için hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde aynı ortamları soğutmak için aylara göre kullanılması gereken ortalama R-410A debisinin değişimi gösterilmiştir. İstanbul ve Bodrum için hava ile soğutmalı VRV/VRF sisteminde kullanılması gereken akışkan debisi, belirlenen ısı yük ihtiyaçları ve tasarım gereğince sırasıyla ortalama 12.72 kg/dk ve 13.198 kg/dk olarak belirlenmiştir. Artan atmosfer sıcaklığı ile daha fazla soğutma ihtiyacı gerektiğinden, İstanbul'a göre Bodrum'da ve diğer aylara göre Temmuz ve Ağustos aylarında sistemde sirküle edilmesi gereken akışkanın debisi artış göstermektedir.



Şekil 4.1 İstanbul ve Bodrum için hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde aynı ortamları soğutmak için aylara göre kullanılması gereken ortalama R-410A debisinin değişimi.

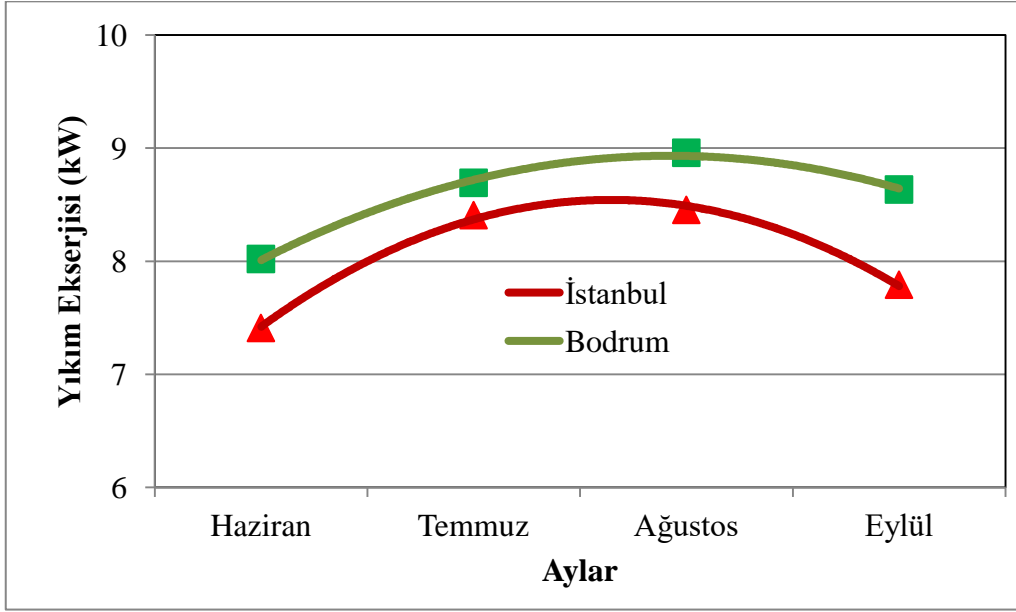
Şekil 4.2’de İstanbul ve Bodrum için hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde aylara göre ortalama ekserji yıkımlarının değişimi gösterilmiştir. İstanbul ve Bodrum için sırasıyla ortalama ekserji yıkımları 10.152 kW ve 9.764 kW olarak hesaplanmıştır. Artan atmosfer sıcaklığı ile yıkım ekserjisi azalma göstermekte, dolayısıyla İstanbul’a göre Bodrum’da ve diğer aylara göre Temmuz ve Ağustos aylarında daha az yıkım gerçekleşmektedir. Hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde artan atmosfer sıcaklığı ve buna bağlı olarak artan soğutucu akışkan debisi nedeniyle soğutucu akışkan R-410A’nın entropi değişimi (negatif), havanın entropi değişimine göre daha baskın hale gelmekte, dolayısıyla toplam ortalama ekserji yıkımı azalmaktadır.



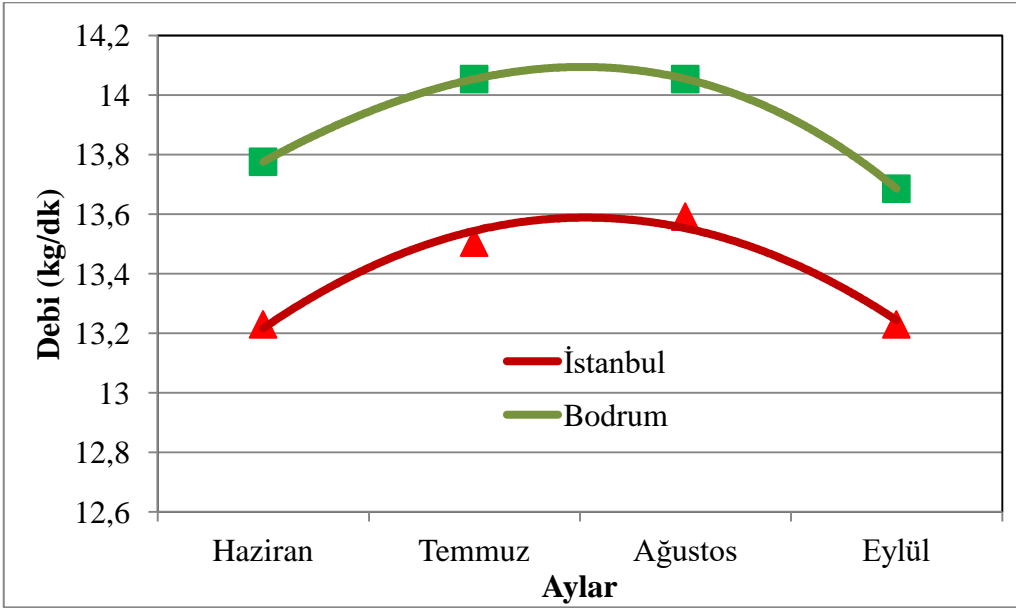
Şekil 4.2 İstanbul ve Bodrum için hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde aylara göre ortalama ekserji yıkımlarının değişimi.

Şekil 4.3’te İstanbul ve Bodrum için su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde aylara göre ortalama ekserji yıkımlarının değişimi ve Şekil 4.4’te ise İstanbul ve Bodrum için su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde soğutma yapmak için aylara göre kullanılması gereken ortalama saf su debisinin değişimi gösterilmiştir. İstanbul ve Bodrum için sırasıyla ortalama ekserji yıkımları 8.015 kW ve 8.575 kW olarak hesaplanmıştır. Artan atmosfer sıcaklığı ile yıkım ekserjisi artış göstermekte, dolayısıyla Bodrum’a göre İstanbul’da ve diğer aylara göre Haziran ve Eylül aylarında daha az yıkım gerçekleşmektedir. Su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde artan sıcaklık ve buna bağlı olarak artan soğutucu akışkan debisine karşın, soğutucu akışkan R-410A’yı

soğutan saf suyun entropi değişimi (negatif) baskın hale gelmektedir.



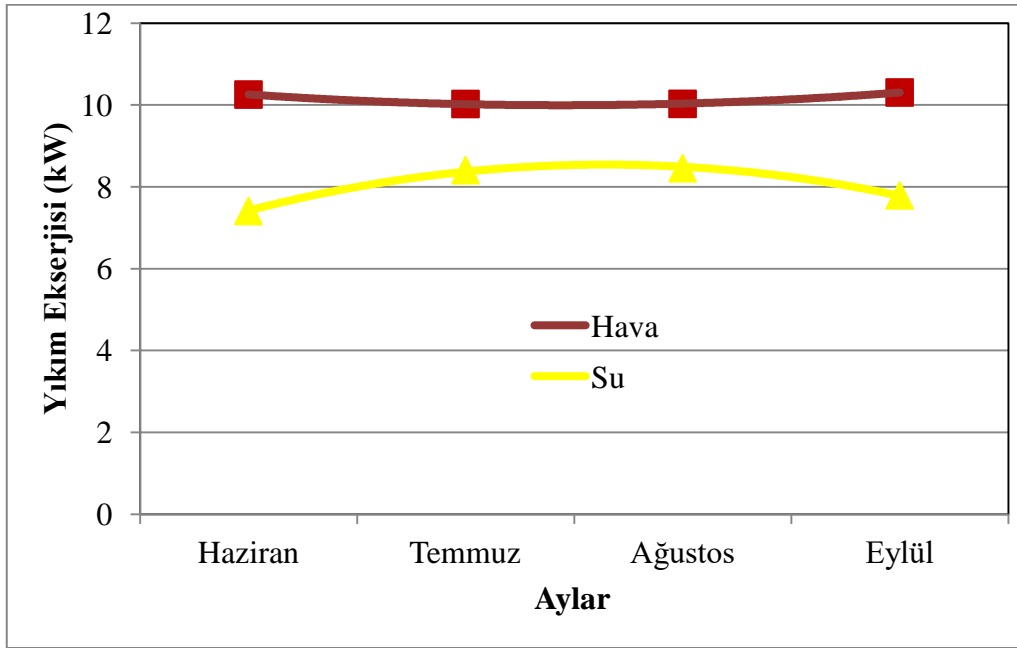
Şekil 4.3 İstanbul ve Bodrum için su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde aylara göre ortalama ekserji yıkımlarının değişimi.



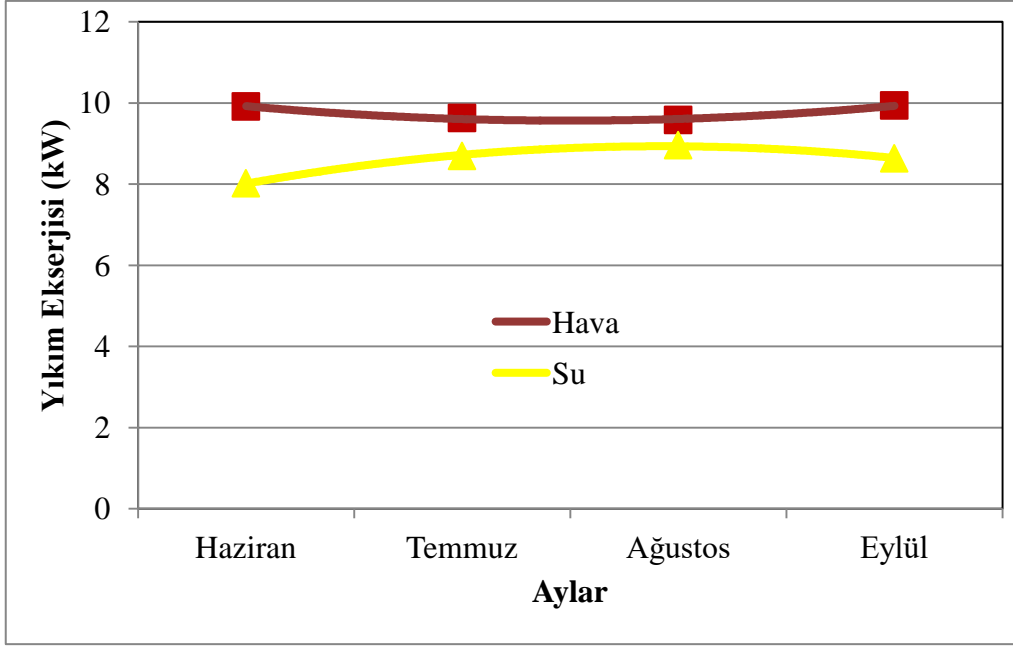
Şekil 4.4 İstanbul ve Bodrum için su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde soğutma yapmak için aylara göre kullanılması gereken ortalama saf su debisinin değişimi.

Şekil 4.5'te İstanbul için aynı ortamı soğutan hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı

VRV/VRF sistemlerinin aylara göre ortalama ekserji yıkımlarının değişimi ve Şekil 4.6'da Bodrum için aynı ortamı soğutan hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin aylara göre ortalama ekserji yıkımlarının değişimi gösterilmiştir. Hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerin ortalama toplam yıkım ekserjileri sırasıyla İstanbul için ortalama 10.152 kW ve 8.015 kW olarak; Bodrum için sırasıyla 9.764 kW ve 8.576 kW olarak hesaplanmıştır. Suyun havaya göre daha yüksek ısı iletim katsayısına sahip olmasından ve buna bağlı olarak su ile soğutmalı VRV/VRF sisteminde kompresörün daha az g tkemesinden dolayı su ile soğutmalı VRV/VRF sisteminde daha az ekserji yıkımı gerçekleşmektedir. Her ne kadar su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde kompresörde daha az ekserji yıkımı olsa da, tankta saf su ile deniz suyu arasında gerçekleşen ısı transferinden dolayı bir ekserji yıkımı gerçekleşmektedir.



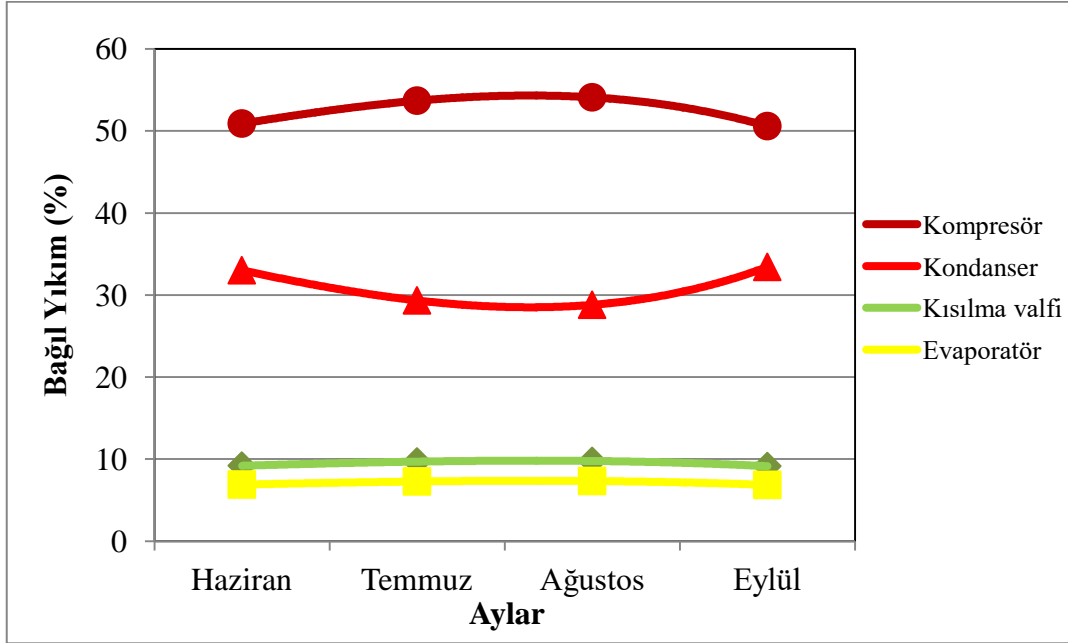
Şekil 4.5 İstanbul için aynı ortamı soğutan hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin aylara göre ortalama toplam ekserji yıkımlarının değişimi.



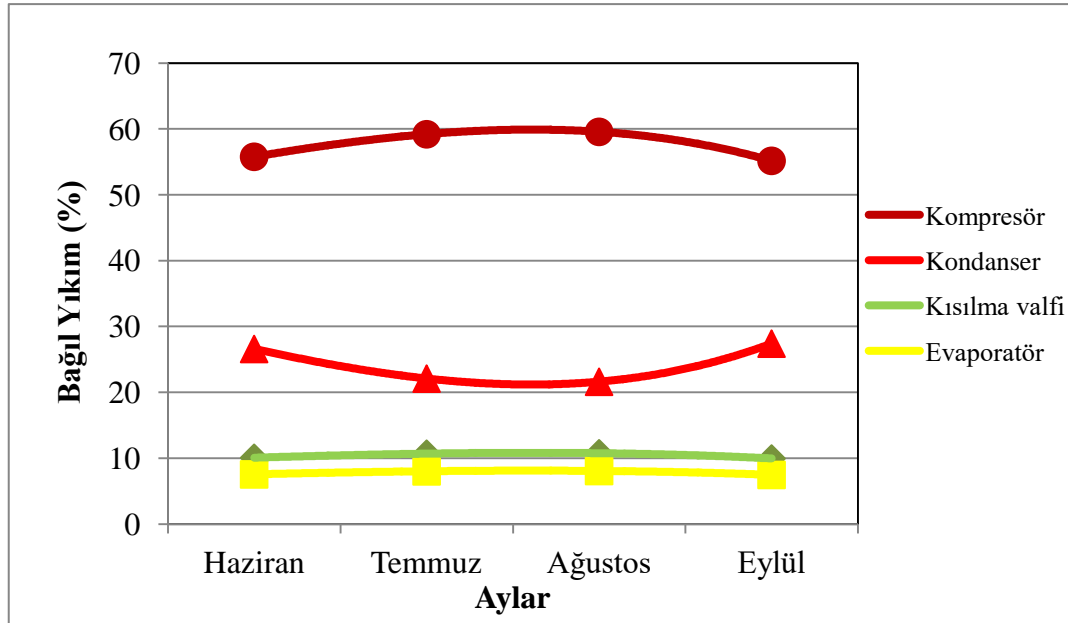
Şekil 4.6 Bodrum için aynı ortamı soğutan hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin aylara göre ortalama toplam ekserji yıkımlarının değişimi.

Şekil 4.7, Şekil 4.8, Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da İstanbul ve Bodrum için hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde sistem elemanlarının toplam ekserji yıkımındaki ortalama payları gösterilmiştir. Şekiller'de görüldüğü gibi ekserji yıkımlarında en yüksek paya sahip eleman kompresördür. Su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde kompresöre birim soğutucu akışkan kütlesi başına daha az güç gerektiği için su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde kompresörden kaynaklanan ekserji yıkımı daha azdır. Başka bir ifade ile kompresörde gerçekleşen yıkım ekserjisi kompresör gücüne eşittir. Ekserji yıkımlarında kompresörden sonra en büyük paya sahip eleman kondanser olmuştur. Kondanserde transfer edilen ısı miktarı, soğutulan ortamdan çekilen ısı ile kompresör gücünün toplamına eşit ve dolayısıyla yüksektir. Soğutucu akışkan R-410A'yı soğutan akışkanlar ölü hal sıcaklığının üstünde kondansere girdiğinden entropi değişimleri de yüksektir. Bununla birlikte su ile soğutmalı VRV/VRF sistemleri için kondanserde ısınan saf su tankta soğutulur. Saf su kondanserden aldığı ısının hemen hemen tamamını tankta deniz suyuna aktarır. Dolayısıyla kondanser ile benzer şekilde tankta ki entropi değişimleri ve dolayısıyla ekserji yıkımı da yüksek seviyelere ulaşır. Kısılma valfinde ki özgül entropi oluşumu her sistem için aynı olsa da değişen soğutucu akışkan debisinden dolayı valfte ki entropi değişimi ve dolayısıyla ekserji yıkımı küçük bir paya sahiptir. Kısılma valfinde basıncı

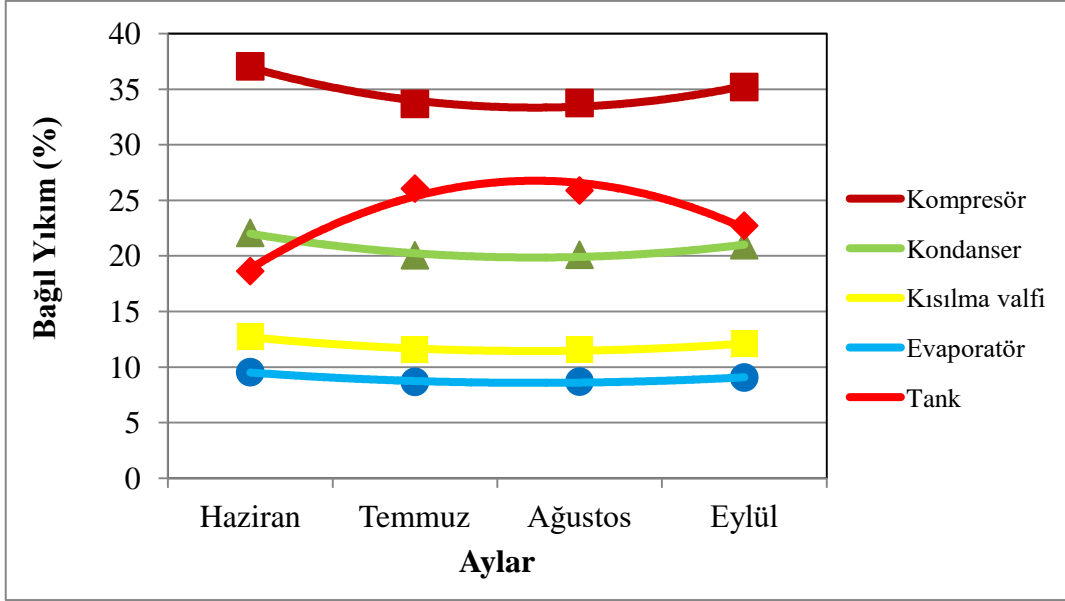
azalan R-410A akışkanı ölü hal sıcaklığının altında ki sıcaklıklarda evaporatöre girmektedir. Ölü hal sıcaklığının altında iken odadan çekilen ısı ile düşük seviyelerde entropi değişimi dolayısıyla düşük ekserji yıkımı gerçekleşmektedir.



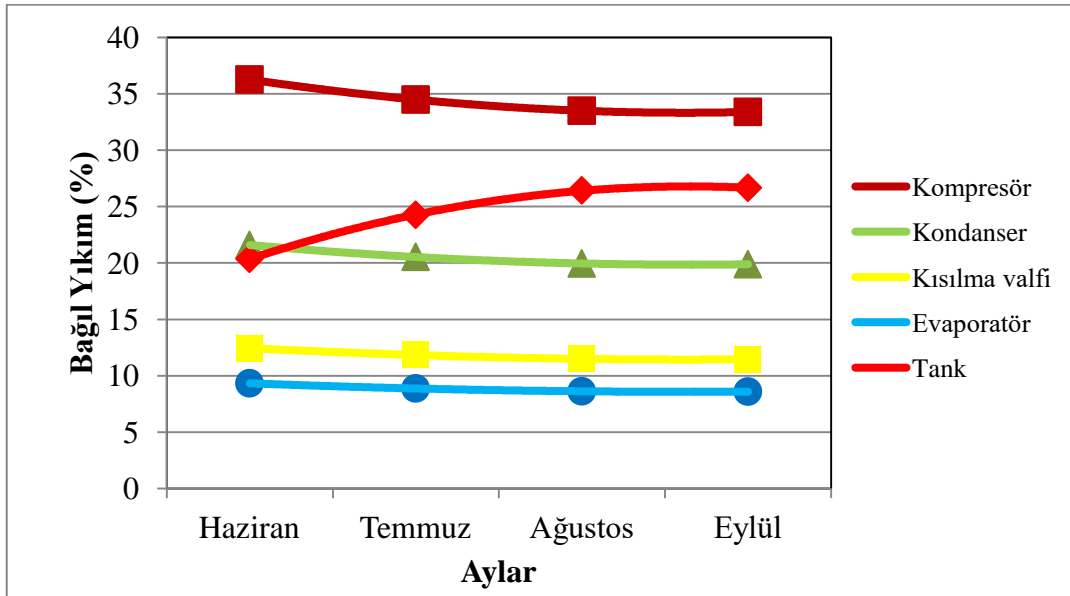
Şekil 4.7 İstanbul için hava ile soğutmalı VRV/VRF sisteminde sistem elemanlarının toplam ekserji yıkımındaki ortalama payları.



Şekil 4.8 Bodrum için hava ile soğutmalı VRV/VRF sisteminde sistem elemanlarının toplam ekserji yıkımındaki ortalama payları.



Şekil 4.9 İstanbul için su ile soğutmalı VRV/VRF sisteminde sistem elemanlarının toplam ekserji yıkımındaki ortalama payları.



Şekil 4.10 Bodrum için su ile soğutmalı VRV/VRF sisteminde sistem elemanlarının toplam ekserji yıkımındaki ortalama payları.

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu tez çalışmasında, İstanbul ve Bodrum'da var olduğu kabul edilen iki ofisin iklimlendirilmesi amacıyla, şehirlerin 2009-2014 yıllarında ki meteorolojik verileri ve ofislerin yapıları göz önüne alınarak ofislerin ısı yükleri belirlenmiş, bu ofislere uygun iklimlendirme sistemleri tasarlanmış ve sistemlerin ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. İstanbul ve Bodrum için gerçekleştirilen bu analizden elde edilen sonuçlar şu şekildedir.

- I. Soğutma sistemlerinin analiz edilmesi için ofislerin ısı yükleri hesaplanmıştır. Isıl yükler şu şekilde elde edilmiştir:

Çizelge 5.1 İstanbul ve Bodrum için ofislerin ısı yükleri.

ISIL YÜKLER (kW)		
	İstanbul	Bodrum
Haziran	42.38	44.13
Temmuz	43.26	45.02
Ağustos	43.54	45.02
Eylül	42.38	43.84

- II. Isıl yükler, şehirlerin ve ofislerin özellikleri göz önüne alındığında etkinlik katsayıları hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemi için 4.05; su ile soğutmalı VRV/VRF sistemi için 5.62 olarak uygun görülmüştür.
- III. Sistemde soğutma akışkanı olarak R-410A akışkanı sirküle ettirilmiştir. Bu akışkan, hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde atmosfer havası ile soğutulmakta ve hava yeniden atmosfere gönderilmekte; su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde ise saf su ile soğutulmakta ve saf su bir tank içerisinde deniz suyu yardımıyla soğutulmaktadır.
- IV. Su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin etkinlik katsayısı, hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerine göre daha yüksektir. Bunun sebebinin aynı miktarda çekilen ısı için su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerde daha az kompresör gücü harcanmasıdır.
- V. Aynı ortamlardan ısı çeken hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemleri ile su ile

soğutmalı VRV/VRF sistemleri kıyaslandığında, hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde ki yıkım ekserjisi Bodrum ve İstanbul için sırasıyla %21 ve %12 daha yüksektir.

- VI. Hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde atmosfer sıcaklığının artışı ile ekserji yıkımları azalırken; su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinde ise artış görülmüştür.
- VII. Sistem elemanları incelendiğinde, en yüksek ekserji yıkımına sebep olan parçanın kompresör olduğu görülmüştür. Kompresör işinin azaltılmasının, hem sistemin etkinlik katsayısını artıracığı hem de yıkım ekserjisini azaltacağı muhtemeldir. Bunun için R-410A soğutucu akışkanını soğutacak ısı iletim katsayısı daha yüksek bir soğutucu kullanılmalıdır.
- VIII. Temmuz ve Ağustos aylarında ısıl yükün ve atmosfer sıcaklığının artması ile sistemin aynı soğutma performansını göstermesi için kullanılması gereken soğutucu akışkan debisi de artış göstermektedir.
- IX. Analizlerde ki VRV/VRF sistemler iki iç ve bir dış üniteden oluşmaktadır. İstekler ve gereksinimler doğrultusunda bir dış ünite ile 64 iç üniteli VRV/VRF sistemleri de kurulabilir. Böylece her bir ortam için bir iç ünite yeterli olacaktır.
- X. Daha fazla iç üniteye sahip ve daha iyi performans gösterebilecek bir soğutucu akışkan ile daha verimli sistemler kurulabilir.
- XI. Her iki sisteminde analizleri değerlendirildiğinde, su ile soğutmalı VRV/VRF sistemin daha iyi performans gösterir ancak bu durumun fiyat-performans çerçevesinde düşünülmesi gerektiği bilinmelidir. Aşağıdaki çizelgede her iki sistem için maliyet analizi gösterilmiştir.

Çizelge 5.2 Hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemleri için maliyet analizi.

MALİYET ANALİZİ					
	Hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemi		Su ile soğutmalı VRV/VRF sistemi		
Harcadığı güç (kW)	13		7.015		
Maliyet (₺)	97 845.1		117 645.61		
Birim elektrik fiyatı (₺/kWh)			0,4152		
	Saat	Gün	Hafta	Ay	Yıl
Su ile soğutmalı VRV/VRF sisteminin amortisman süresi	7967	724	120	30	7

Su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin iç üniteleri, hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin iç üniteleri ile birebir aynıdır. Ancak hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerin dış üniteleri yalnızca kondanserden oluşurken; su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerin dış üniteleri bir pompa, bir tank, saf su ve suyun sirküle edildiği borulardan oluşmaktadır. Bu durumun sonucunda hava ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin kurulum maliyeti 97 845 ₺, su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin kurulum maliyeti 117 645 ₺'dir. Klima sistemlerinin yıl içinde yalnızca Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarında, ayda 4 hafta, haftada 6 gün, günde 11 saat çalıştığı ve elektrik birim fiyatının 0.4152 ₺/kWh olduğu göz önüne alındığında, su ile soğutmalı VRV/VRF sistemlerinin amortisman süresi 7 yıl olarak belirlenmiştir.

- XII. Bu bağlamda hava ile soğutmalı ve su ile soğutmalı VRV/VRF sistemleri verimli bir şekilde iklimlendirme amacıyla kullanılabilir.
- XIII. Isıl yük, ekserji analizi ve maliyet analizi için Microsoft Excel, R-410A ve saf suyun termodinamik özellikleri için EES (Engineering Equation Solver) programları kullanılmıştır.

6. KAYNAKLAR

- Akbulut, U., Kıncay, O. (2006). Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimlerinde Enerji ve Ekserji Analizi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, **9**: 24-32.
- Akdağ, M. (2009). Temel Kavramları ile Mühendislik Termodinamiği. Qafqaz Üniversitesi Yayınları, Bakü.
- Bilgin, M. (2009). Fosil, Yenilenebilir ve Nükleer Yakıtların Neopolitik Anlamı – Türkiye'nin Durumu ve Gelecek Alternatifleri. *Uluslararası İlişkiler*, **5**: 57-88.
- Büyüktür, A. R. (1989). Termodinamik. Bursa Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı Basımevi, Bursa.
- Çamdalı, Ü. (2012). Termodinamik ve Sosyal Sistemlerin Yakın Çevre İlişkilerindeki İlginç Benzeşim, Değişim ve Bir Sonuç-Bir Ümit. Ankara Üniversitesi, *SBF Dergisi*, 67-2, DOI:10.1501/SBFder_0000002252.
- Çengel, A. Y., Boles, A. M. (1996). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik 5. Baskı. McGraw- Hill- Literatur, İstanbul.
- Çölaşan, F. (2013). Değişken Debili Soğutucu Akışkanlı (VRF) İklimlendirme Sistemleri. *Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi*, **83**: 29-34.
- Eddington, A. S., (1948), The Nature of The Physical World. Printed in Great Britain at the University Press, Cambridge.
- Elbir, A. (2010). Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, Türkiye.
- Eryener, D. (2003). Türbülanslı Cebri Konveksiyonla Isı Geçişi Sağlayan Isıl Sistemlerin Ekserji Ekonomik Analizi. Doktora Tezi, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Edirne.
- Gündüz, E. (2010). Termodinamik ve Geometri. Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Güzenge, O. (2007). Bir Soğu Deposunun Ekserji Analizi. Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, İzmir.

- Kadir, İ., Onat, A. (2012). İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği 1.Basım. Doğa Yayıncılık, ISBN: 978-975-6263-22-8, İstanbul.
- Karakoç, T. H., Karakoç, N., Erbay, B., Aras, H. (2012). Enerji Analizi 1. Baskı. Anadolu Üniversitesi Yayını No: 2486, ISBN 978-975-06-1155-1, Eskişehir.
- Koç, B., (2009). Isı Geri Kazanımlı Değişken Soğutucu Akışkan Debili Sistemlerde İklimlendirme ve Sıcak Su Üretiminin Teknik ve Ekonomik Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- MEGEP. (2007a). Klima Çeşitleri ve Seçimi. Milli Eğitim Bakanlığı, Elektrik Elektronik Teknolojisi, Ankara.
- MEGEP. (2007b). Soğutma Sistemi Elemanları ve Soğutucular. Elektrik Elektronik Teknolojisi, Ankara.
- Solmaz, Ö. (2013). Güneş Enerjisi Destekli (PV) Çalışan Taşıt Klima Sisteminin Dinamik Performansının Araştırılması. Doktora Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- TMMOB. (2012). Dünyada ve Türkiye’de Enerji Verimliliği. 3. Baskı, Yayın No MMO/589, ISBN: 978-605-01-0360-1, Ankara.
- Topoyan, M., Güler, M. E., Gürler, İ. (2008). İklimlendirme Sistemi Seçiminde Bulanık AHS Uygulaması. VIII. Ulusal Üretim Araştırmaları Sempozyumu.
- Türkeş, M. (2001). Küresel iklimin korunması, iklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi ve Türkiye. *Tesisat Mühendisliği, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Süreli Teknik Yayın*, **61**: 14-29.
- Yılmaz, M. (2012). Türkiye’nin Enerji Potansiyeli ve Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Elektrik Enerjisi Üretimi açısından Önemi. *Ankara Üniversitesi Çevre Bilimleri Dergisi*, **4**: 33-54.

6.1 İnternet Kaynakları

1. http://eng.harran.edu.tr/moodle/moodledata/17/yesilata/Ders_Notlari/Thermo2_ch10_pg164-169.pdf, 05.10.2015
2. <https://docplayer.biz.tr/47196408-Mekanik-tesisat-komisyonu-izmir.html>, 23.06.2016
3. <https://iskid.org.tr/klima-klavuzu/>, 10.07.2016
4. http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/41326282865e0d5_ek.pdf?tipi=2&туру=X&sube=13, 25.07.2017

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Murat KARABAĞ
Doğum Yeri ve Tarihi : İZMİR - 11.08.1983
Yabancı Dili : İngilizce
İletişim (Telefon/e-posta) : 0530 370 32 75/muratkarabag1@mynet.com

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Seyit Şanlı Meslek Lisesi (1998-2001)
Ön Lisans : Ege Üniversitesi Meslek Yüksekokulu İklimlendirme ve Soğutma Programı (2003-2005)
Lisans : Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Öğretmenliği (2005-2008), Anadolu Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesi İşletme Bölümü (2011-2013)
Yüksek Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı (2014-2018)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : SÜPERPAR Otomotiv Sanayii’de Montaj Elemanlığı (1996), ARÇELİK Beyaz Eşya Yetkili Servisi’nde Servis Teknisyenliği (2001-2002), Johnson Kontrol Sistemleri’nde Servis Teknisyenliği (2002-2003), FORM GRUP’ta Servis Teknikerliği (2009-2010), AIRFEL Soğutma Sistemleri’nde Satış Mühendisliği (2010-2012), DAIKIN Soğutma Sistemleri’nde Satış Şefliği (2012-2015), DAIKIN Soğutma Sistemleri’nde VRV Ege Bölge Satış Müdürlüğü (2015-Halen).